К. И. СТРАХОВИЧ, М. И ФРЕНКЕЛЬ, И. К. КОНДРЯКОВ,
В. Ф. РИС

КОМПРЕССОРНЫЕ МАШИНЫ

Допущено
Министерством высшего
и среднего специального образования РСФСР
в качестве учебника
для технологических
высших учебных заведений
по специальности
„Холодильные и компрессорные машины и установки"

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ТОРГОВОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
Москва 1961

ООО "БУКИНИСТ-1"
г. Екатеринбург, ул. Вайнера, 14
Наименование:
Компрессорные машины
Цена: 85.00 руб.
Авт.
Изд.:
Дата поступления: 21.08.06
Код: 095317

В книге изложены основы теории и расчетов, конструкции и эксплуатационные характеристики поршневых, центробежных и осевых компрессоров. Приведена методика термогазодинамических расчетов, а также даны некоторые расчеты специальных деталей на прочность.

Учебник составлен по программе технологических вузов. Он может быть использован специалистами при проектировании, конструировании и эксплуатации компрессорных машин и установок.

design pashaok

Спецредактор В. А. РУМЯНЦЕВ

ПРЕДИСЛОВИЕ

Значительный рост химической промышленности, техники разделения и сжижения газов, использования естественного газа и др. обусловливает высокие требования к специалистам, выпускаемым механическими факультетами ряда технологических вузов.

Предлагаемый учебник написан по программе для технологических вузов. В нем приведены необходимые сведения по теории, основам расчета, конструкциям и эксплуатационным характеристикам наиболее распространенных типов поршневых, ротационных, центробежных и осевых компрессорных машин.

Даны основы методики термогазодинамических расчетов, иллюстрируемых примерами.

Расчеты на прочность приведены только для специальных деталей компрессорных машин, которые не освещены в общетехнических курсах.

Глава I состоит из пяти разделов, в которых изложены: основные положения термодинамики сжатия реальных газов; способы вычисления необходимых параметров и величин; основы теории и расчета поршневых компрессорных машин; их конструкции и эксплуатационные свойства.

Глава II посвящена ротационным компрессорам. В ней изложены основные сведения по теории, расчету и конструкциям различных типов этих машин. Главное внимание уделено наиболее распространенным пластинчатым компрессорам.

В главе III изложены основные положения газодинамики, необходимые для понимания теории и методов расчета центробежных и осевых компрессорных машин.

В IV и V главах, посвященных центробежным и осевым компрессорным машинам, кроме теоретических и расчетных сведений, рассмотрены различные характеристики и описаны конструкции основных деталей и узлов.

В главе VI сообщаются некоторые сведения по оборудованию и эксплуатации компрессорных установок и станций.

Глава I написана канд. техн. наук М. И. Френкелем; главы II и VI — канд. техн. наук И. К. Кондряковым; главы III и V —

проф. К. И. Страховичем; глава IV — канд. техн. наук В. Ф. Рисом.

Примеры расчетов в главах II, III и V составлены ассистентом кафедры глубокого охлаждения ЛТИХП В. Н. Новотельновым.

Редактирование и согласование отдельных глав проводилось проф. Страховичем К. И. и доц. Кондряковым И. К.

Авторы выражают благодарность сотрудникам кафедры глубокого охлаждения ЛТИХП тт. В. Н. Новотельнову, Л. А. Акулову, К. Я. Шмалько, Л. В. Козловой, В. Б. Ржевской, Г. Е. Иванову, Б. А. Широкову за участие в оформлении рукописи учебника.

Авторы выражают глубокую признательность В. А. Румянцеву за тщательное редактирование рукописи.

ВВЕДЕНИЕ

Сжатые газы широко применяют в разнообразных областях промышленности и техники: в металлургической и химической промышленности, при дальнем газоснабжении, в энергетике, атомной технике и др.

Машины для сжатия газов называются компрессорными. В зависимости от принципа сжатия их можно разделить на две основные группы: 1) *машины объемного сжатия* — повышение давления газа происходит за счет уменьшения объема рабочего пространства и, следовательно, сжатие и подача сжатого газа являются периодическими процессами. К этой группе машин относятся поршневые компрессоры с возвратно-поступательным движением поршней и различные типы ротационных компрессоров с вращающимися поршнями; 2) *машины кинетического сжатия* — процесс сжатия газов происходит при принудительном установившемся движении, полученная кинетическая энергия переходит в энергию давления. Машины, работающие по такому принципу, строго говоря, также имеют неустановившийся периодический характер движения газа. Однако частота пульсации газа в них настолько велика, а амплитуды колебаний давления и расхода сравнительно малы, что в практических условиях поток газа можно считать установившимся. К этой группе относятся центробежные и осевые компрессорные машины.

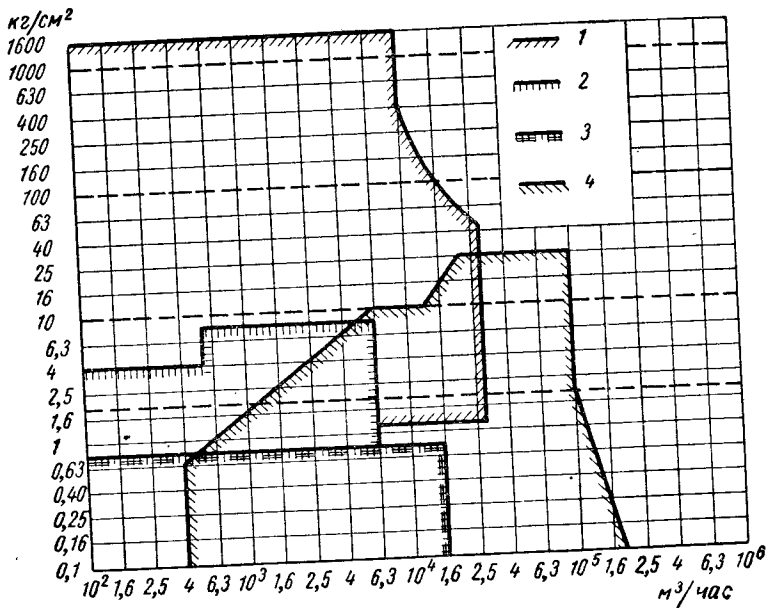
Компрессорная машина независимо от принципа работы характеризуется тремя основными параметрами: *отношением конечного давления газа к начальному* $\left(\varepsilon = \frac{p_к}{p_н}\right)$; *расходом подаваемого газа* в единицу времени (вес газа G, подаваемого машиной при заданных начальных условиях, или его объем, отнесенный к условиям всасывания); *мощностью* N, затраченной на сжатие и подачу газов.

В некоторых случаях вместо N пользуются удельной мощностью.

Кроме основных параметров, следует учитывать число оборотов n, давление и температуру всасываемого газа $p_н$ и $T_н$, физические характеристики сжимаемого газа — теплоемкость, уравнение состояния, показатель адиабаты, скорость звука и т. п.

При выборе компрессора необходимо знать все параметры и характеристики, определяющие процесс сжатия и сжимаемый газ.

Области предпочтительного применения основных типов компрессоров — поршневых, ротационных, центробежных и осевых — показаны на рисунке.



Области применения основных типов компрессоров:

1 — поршневые компрессоры, *2* — ротационные компрессоры, *3* — ротационные нагнетатели, *4* — центробежные и осевые компрессоры

При конечных давлениях до 100 *ата* и выше и всасываемых объемах не выше 400 *м³/мин* применяют поршневые компрессоры, нагнетатели и вакуум-насосы; для давлений до 6—10 *ата* и всасываемых объемов до 300—400 *м³/мин* — ротационные компрессоры (главным образом, пластинчатые и винтовые). При больших всасываемых объемах (до 6—7 тыс. *м³/мин*) и повышении давлений до 20—30 *ата* используют центробежные компрессоры и нагнетатели, вентиляторы высокого давления и центробежные циркуляционные газовые насосы. Для получения очень высоких производительностей (до 10—12 тыс. *м³/мин*) и сравнительно невысоких отношений давлений ($\varepsilon = 5 \div 7$) применяют осевые компрессоры,

нагнетатели, вентиляторы высокого, среднего и малого давлений, эксгаустеры.

Развитие новейшей техники в химической, газовой, холодильной и других отраслях промышленности требует создания разнообразных конструкций компрессоров для сжатия газов, паров и газовых смесей, отличных по своим физическим свойствам от воздуха.

При проектировании новых компрессорных машин, предназначенных для сжатия паров и газов, нельзя полностью основываться на расчетных и опытных характеристиках воздушных машин.

Однако независимо от свойств сжимаемых газов, все компрессоры могут быть разделены на машины с высоким, средним и низким отношением давлений. Например, отношения давлений в поршневых компрессорах достигают тысячи и более. Для этого класса машин отношения давлений порядка 7—20 должны быть отнесены к средним или низким. В центробежных компрессорных машинах отношения давлений порядка 30—40 считаются весьма высокими.

Компрессорные машины выполняют с охлаждением и без него. Как правило, все поршневые компрессоры имеют специальные устройства для охлаждения газа в процессе сжатия. В центробежных и осевых компрессорных машинах сжимаемый газ охлаждают только при сравнительно больших отношениях давлений.

Компрессорные машины отличаются также различным приводом. Электрический привод применяют для любых типов этих машин как непосредственно, так и через передачу. Для привода центробежных и осевых компрессорных машин, кроме того, применяют паровые и газовые турбины. В поршневых машинах, главным образом малой производительности и, как правило, специального назначения (дорожные, строительные и т. п.) в ряде случаев используют различные двигатели внутреннего сгорания.

Все компрессоры, независимо от принципа их действия и типа, относятся к рабочим машинам, циклы которых обратны циклам поршневых и турбинных двигателей.

Ряд задач теории и расчета компрессорных машин аналогичен задачам теории жидкостных насосов. Однако при их рассмотрении необходимо учитывать, что в жидкостных насосах среда практически несжимаема и мощность определяется только высотой конечного давления и величиной расхода жидкости. В компрессорных же машинах не следует пренебрегать сжимаемостью среды даже в частных вопросах.

При проектировании компрессорных машин, кроме термодинамических и газодинамических задач, детали и узлы этих машин рассчитывают на прочность, учитывая возможность вибрации. Кроме того, для тех или иных условий работы машины выбирают

способы регулирования или программного и автоматического управления и проектируют соответствующие системы управления и регулирования. Также существенно определить возможные их эксплуатационные характеристики, построение которых для новых машин обычно основывается как на общетеоретических положениях, так и на опыте испытаний аналогичных типов изготовленных машин.

Кроме расчетных теоретических вопросов, в книге рассмотрены данные и характеристики, полученные при испытаниях машин.

Однако проведение испытаний для определения необходимых характеристик крупных компрессорных машин затруднительно, поэтому во многих случаях пользуются данными испытаний моделей машин или их частей; полученные результаты применяют для расчетов машин, пользуясь методами теории подобия и анализа размерности.

Основными характеристиками подобия в компрессорных машинах служат те же критерии, которыми пользуются в теоретической механике, газодинамике, теплофизике и теплопередаче.

Все эти представления по мере надобности введены в соответствующие разделы или предполагаются известными.

Глава I

ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРНЫЕ МАШИНЫ

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ СЖАТИЯ ГАЗОВ

Параметры газа и уравнения состояния

Основными величинами, определяющими физическое состояние газа, или термодинамическими параметрами его состояния, являются абсолютная температура T (°К), абсолютное давление P ($кГ/м^2$) и удельный объем v ($м^3/кг$).

Газ, параметры которого следуют уравнению

$$Pv = RT, \qquad (I—1)$$

где R — газовая постоянная ($кГм/кг\ град$), называется идеальным, а уравнение (I—1) — уравнением состояния идеального газа. Газ, параметры которого не следуют уравнению (I—1), называется реальным.

При низких и средних давлениях и температурах, характерных для компрессоров, большинство газов можно полагать идеальными, но при высоких температурах все газы следует рассматривать как реальные. Многоатомные газы и пары при температурах, близких к критической, не следуют уравнению состояния идеального газа даже при среднем и низком давлениях; объем реального газа в этих условиях меньше, чем идеального, вследствие действия сил межмолекулярного притяжения. При достаточно высоких давлениях объем реального газа больше, чем идеального. Здесь сказывается влияние собственного объема молекул газа.

При одинаковых давлениях и температурах разность удельных объемов реального газа v и идеального газа $v_{ид}$ равна:

$$b = v - v_{ид}. \qquad (I—2)$$

Величина b, в отличие от аналогично обозначаемой константы в уравнении Ван-дер-Ваальса, является переменной.

Подставляя выражение $v_{ид}$ из (I—2) в уравнение (I—1), получим уравнение состояния реального газа:

$$P(v-b)=RT. \qquad (I-3)$$

Но выражаемая им связь между параметрами P, v и T имеет конкретное значение лишь при условии, если известен закон изменения величины b, как функции давления и температуры.

Уравнение Ван-дер-Ваальса, представляющее собой одно из уравнений состояния реального газа, не дает удовлетворительной точности при вычислении параметров газа. Другие из предложенных уравнений состояния либо недостаточно точны, либо сложны для практического применения. Уравнение состояния (I—3) в отличие от них выражает зависимость между параметрами реального газа по фактическим отклонениям его сжимаемости.

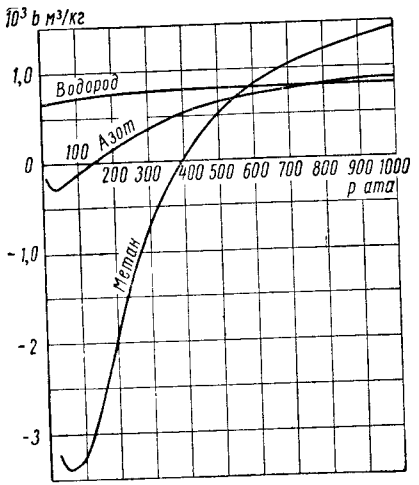


Рис. 1. Зависимость величины b от давления

Зависимость величины b от давления для водорода, азота и метана при температуре $t = 0°C$ приведена на рис. 1. Значения критической температуры соответственно равны 33,2; 126,0 и 190,7°К. Газы с высокой критической температурой в сопоставимых условиях характеризуются широкой областью отрицательных значений b, и отклонение их сжимаемости достигает большей величины.

Отклонение сжимаемости реального газа принято выражать *характеристическим коэффициентом*

$$\rho=\frac{Pv}{P_0v_0}, \qquad (I-4)$$

где $P_0 = 10^4$ *кГ/м²*, v_0 — удельный объем, соответствующий давлению P_0 и температуре $t = 0°C$, или *коэффициентом сжимаемости*

$$\xi=\frac{Pv}{RT}\approx\frac{273}{T}\rho. \qquad (I-5)$$

Из выражений (I—5) и (I—2) находим:

$$\xi=\frac{P(v_{ид}+b)}{RT}=1+\frac{Pb}{RT},$$

откуда

$$b=\frac{RT}{P}(\xi-1)\ м^3/кГ. \qquad (I-6)$$

Обозначим

$$\beta=\frac{b}{P_0v_0}=\frac{b}{RT_0}=\frac{b}{273R}, \qquad (I-7)$$

где β — *показатель отклонения сжимаемости.*

Следовательно,

$$b=P_0v_0\beta=RT_0\beta=273R\beta. \qquad (I-8)$$

Пользуясь выражением (I—6), исключим величину b из (I—7), тогда:

$$\beta=\frac{T}{273}\cdot\frac{\xi-1}{P}\ м^2/кГ. \qquad (I-9)$$

Удельный объем реального газа (уравнения I—3 и I—7) выражается через β:

$$v=R\left(\frac{T}{P}+273\beta\right)\ м^3/кГ. \qquad (I-10)$$

На рис. 2—5 приведены кривые $\xi = \xi(p)$ и $\beta = \beta(p)$ для азота, воздуха, кислорода и метана.

Для некоторых других газов значения ξ и β приведены в [1], а ξ — в [1—1].

При отсутствии табличных значений ρ и ξ для вычисления коэффициента сжимаемости можно воспользоваться универсальным графиком (рис. 6); значения ξ представлены в зависимости от приведенного давления $p_{пр}=\frac{p}{p_{кр}}$ и приведенной температуры $T_{пр}=\frac{T}{T_{кр}}$. Здесь $p_{кр}$ и $T_{кр}$ — абсолютные критические давление и температура (табл. 1).

График основан на закономерности: при равных приведенных давлениях и температурах коэффициенты сжимаемости приблизительно одинаковы.

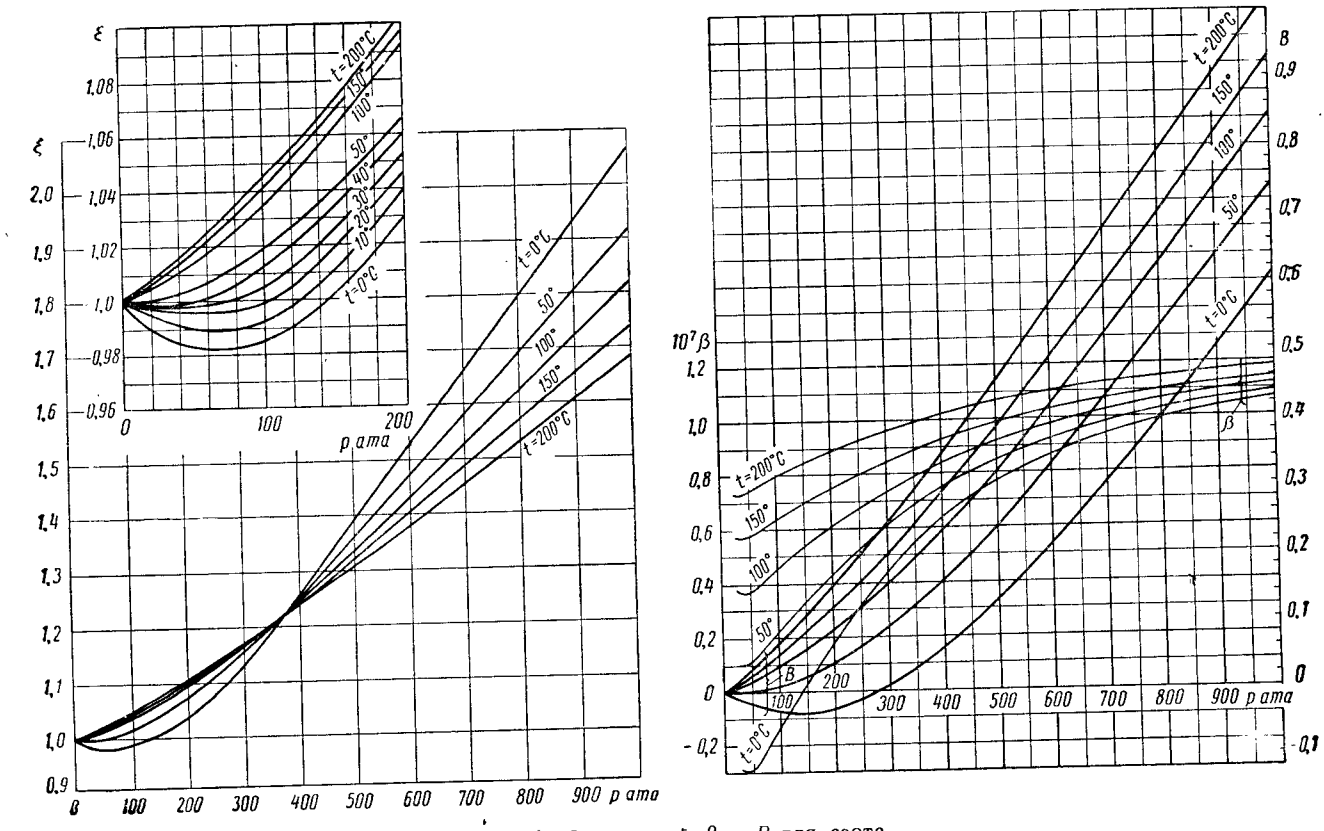


Рис. 2. Значения ξ, β и B для азота

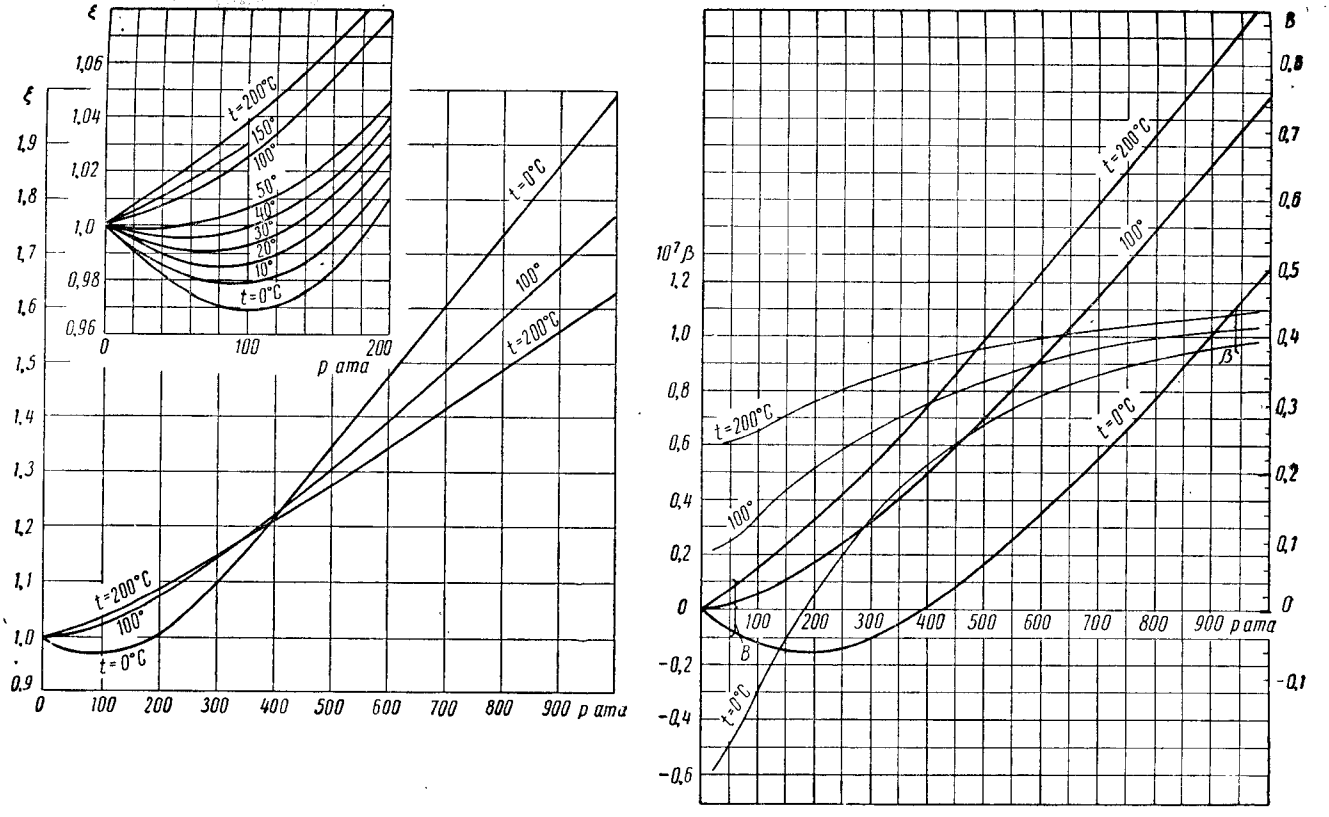


Рис. 3. Значения ξ, β и B для воздуха

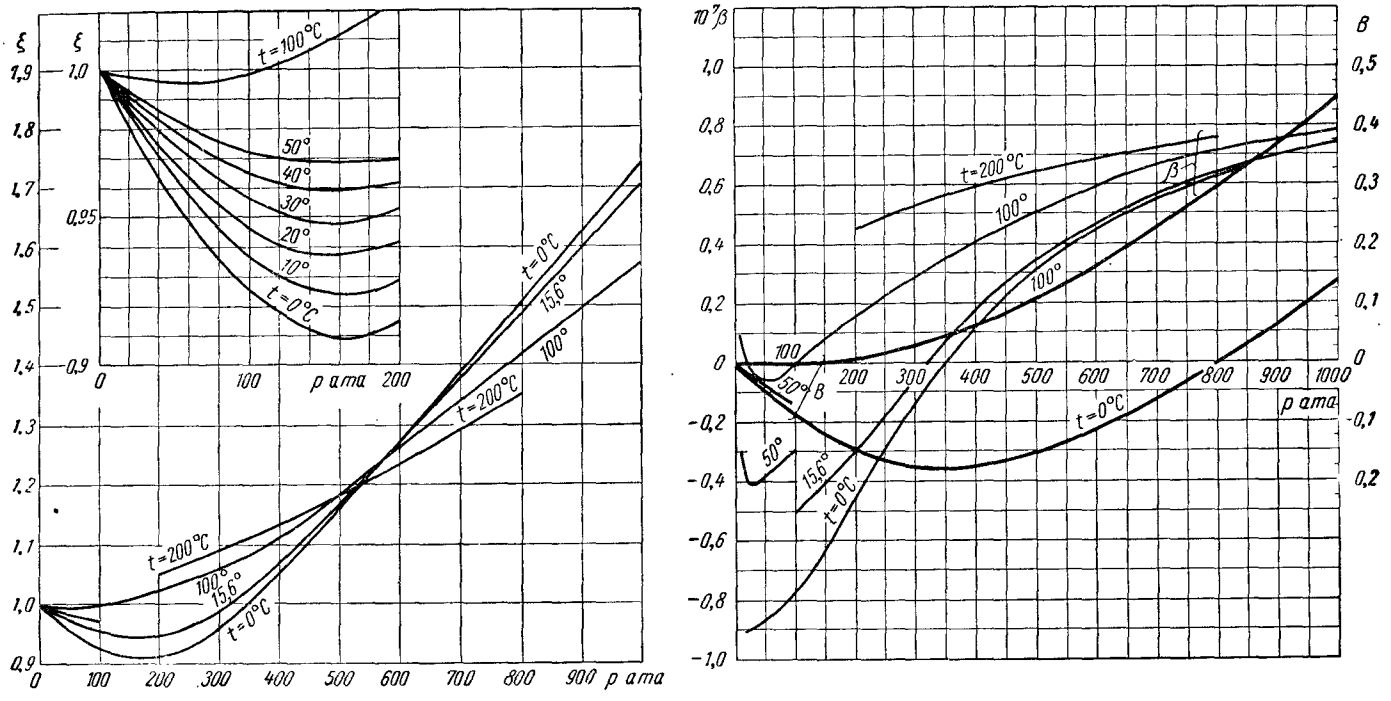


Рис. 4. Значения ξ, β и B для кислорода

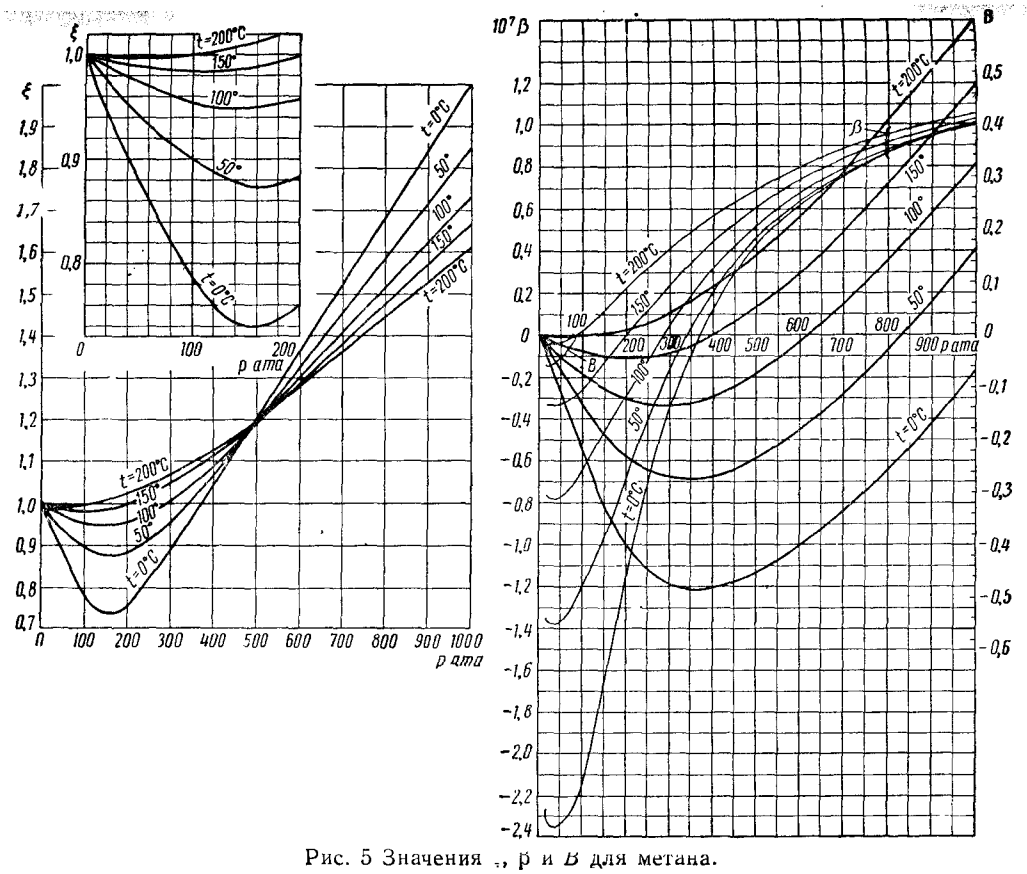


Рис. 5 Значения ξ, β и B для метана.

Основные физические

Газ	Химическая формула	Удельный вес при 0°C и 760 *мм* рт. ст., *кг/м³*	Удельный объем при 0°C и 760 *мм* рт. ст., *м³/кг*	Атомный или молекулярный вес	Плотность по отношению к воздуху (воздух=1)	Газовая постоянная, *кГм/кг град*	Теплоемкость для 1 *кг* при 20° и 1 *ata*, *ккал/кг град*	
		γ	V	—	—	R	c_p	c_v
Аммиак	NH_3	0,771	1,297	17,03	0,596	49,79	0,53	0,41
Углекислота	CO_2	1,977	0,507	44,00	1,529	19,27	0,202	0,156
Сернистый ангидрид	SO_2	2,927	0,342	64,07	2,264	13,24	0,151	0,120
Окись азота	NO	1,340	0,746	30,01	1,036	28,26	0,241	0,175
Закись азота	N_2O	1,978	0,506	44,02	1,530	19,26	0,210	0,164
Окись углерода	CO	1,250	0,800	28,00	0,967	30,29	0,250	0,180
Неон	Ne	0,9002	1,111	20,20	0,696	41,98	0,248	0,148
Гелий	He	0,1785	5,596	3,99	0,138	212,00	1,251	0,755
Аргон	Ar	1,7820	0,561	39,91	1,379	21,26	0,127	0,077
Криптон	Kr	3,708	0,274	82,90	2,868	10,23	0,060	0,036
Ксенон	Xe	5,851	0,175	130,20	4,525	6,51	0,038	0,002
Водород	H_2	0,0898	11,12	2,016	0,0694	420,6	3,408	2,42
Кислород	O_2	1,429	0,700	32	1,105	26,5	0,218	0,156
Азот	N_2	1,251	0,80	28	0,968	30,26	0,250	0,178
Воздух	—	1,293	0,773	28,95	1,000	29,27	0,241	0,172
Метан	CH_4	0,717	1,395	16,03	0,555	52,90	0,531	0,406
Этилен	C_2H_4	1,261	0,793	28,03	0,975	30,25	0,365	0,292
Этан	C_2H_6	1,357	0,737	30,06	1,049	28,21	0,413	0,345
Пропан	C_3H_8	2,02	0,495	44,06	1,558	19,25	0,445	0,394
Пропилен	C_3H_6	1,94	0,515	42,05	1,498	20,19	—	—
Бутан (нормальный)	C_4H_{10}	2,673	0,374	58,08	2,067	14,60	0,53	—
Ацетилен	C_2H_2	1,179	0,850	26,02	0,912	32,59	0,402	0,323
Хлор	Cl_2	3,22	0,311	70,914	—	11,95	0,12	0,111

Пример 1. Пользуясь универсальным графиком (рис. 6) определить значения ξ и β для метана при $t = 50°C$ и $p = 150$ *ata*.

По табл. 1 $p_{кр} = 47{,}2$ *ata* и $t_{кр} = -82{,}5°C$. Приведенные параметры:

$$p_{пр} = \frac{p}{p_{кр}} = \frac{150}{47{,}2} = 3{,}17 \quad \text{и} \quad T_{пр} = \frac{T}{T_{кр}} = \frac{323}{190{,}5} = 1{,}695.$$

По рис. 6 находим $\xi = 0{,}88$. Подставляя это значение в формулу (1—9), получим:

$$\beta = \frac{T}{273}\,\frac{(\xi - 1)}{P} = \frac{323}{273} \cdot \frac{(0{,}88 - 1)}{150 \cdot 10^4} = -0{,}945 \cdot 10^{-7}\ м^2/кг,$$

что совпадает с данными графика.

Таблица 1

константы некоторых газов

Показатель адиабаты	Молярная теплоемкость при температуре °C, *ккал/моль град*			Вязкость при 0°C и 1 *ata*, в микропуазах (10^{-6} пуаз)	Теплопроводность, *ккал/м² час °C*	Температура кипения при 760 *мм* рт. ст., °C	Критическая температура, °C	Критическое давление, *ata*
	0	100	200					
k	C_p	C_p	C_p	μ	$\lambda \cdot 10^2$	$t_{кип}$	$t_{кр}$	$P_{кр}$
1,29	8,06	10,4	11,3	91,8	1,81	—33,4	+132,4	111,5
1,30	8,565	9,603	10,435	137	1,22	—78,2	+31,1	73
1,25	9,5	10,3	11,1	117	0,66	—10,8	+157,2	77,7
1,38	—	—	—	178	1,90	—151	—94	65
1,28	—	—	—	135	—	—89,5	+36,5	71,7
1,40	6,956	6,989	7,081	166	2,0	—192,0	—139	35
1,68	5,0	5,0	5,0	297	3,92	—245,9	—128,7	25,90
1,66	5,0	5,0	5,0	188	12,3	—268,9	—267,9	2,26
1,66	5,07	5,07	5,07	209	1,42	—185,7	—122,0	48,00
1,67	4,95	4,95	4,95	232	0,464	—151,8	—63,0	54,00
1,7	4,96	4,96	4,96	210	0,450	—109,1	+16,0	58,20
1,407	6,835	6,957	6,984	84,2	14,4	—252,7	—239,9	12,8
1,40	6,992	7,136	7,360	203	2,10	—182,8	—118,8	51,35
1,40	6,954	6,974	7,039	170	2,05	—195,8	—147,1	33,5
						—192,0		
1,40	6,944	6,990	7,088	173	2,07	—195,0	—140,7	38,4
1,31	8,297	9,382	10,755	103	2,58	—161,4	—82,5	47,2
1,25	9,78	12,24	14,58	98,5	1,43	—103,9	+9,7	50,9
1,20	11,830	14,849	17,883	85,0	1,63	—88,3	+32,1	48,8
1,13	16,32	21,24	25,89	72,0	1,29	—44,5	+95,6	43
—	14,33	18,09	21,71	77,0	—	—47,0	+92,3	45
—	—	—	—	81,0	—	—0,6	+153	36
1,25	10,01	11,63	12,71	93,5	1,58	—83,6 (возг)	+36	62
1,34	—	—	—	—	0,62	—	—	—

Теоретический цикл ступени поршневого компрессора

Компрессор предназначен для перемещения газа из области низкого давления в область высокого давления. В поршневом компрессоре это достигается всасыванием, сжатием и нагнетанием газа. Совокупность процессов, повторяющихся при каждом обороте вала, составляет цикл компрессора. Разумеется, этот цикл не является круговым процессом в термодинамическом смысле.

Различают одноступенчатое и многоступенчатое сжатие и, соответственно, одноступенчатый и многоступенчатый цикл компрессора. Одноступенчатое сжатие применяют при небольшом

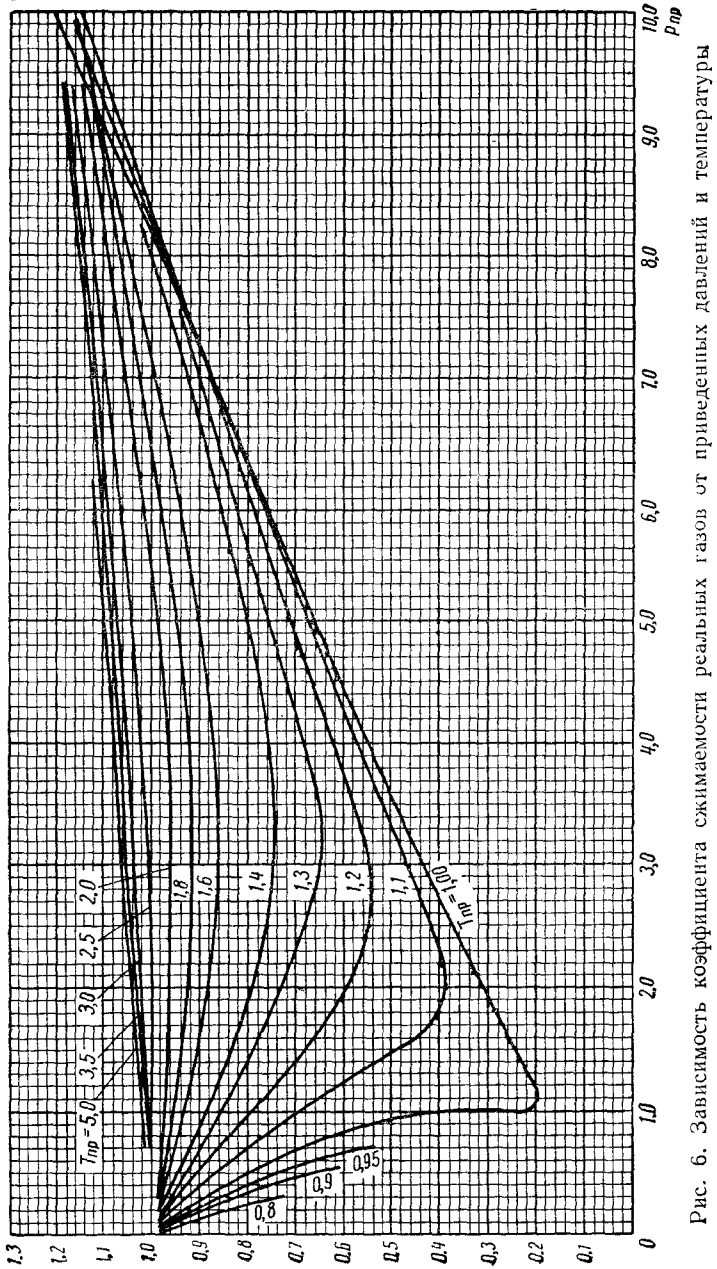


Рис. 6. Зависимость коэффициента сжимаемости реальных газов от приведенных давлений и температуры

отношении конечного давления к начальному, многоступенчатое — при среднем и большом отношениях давлений. Компрессор, работающий по многоступенчатому циклу и называемый многоступенчатым, по существу представляет собой последовательное соединение одноступенчатых компрессоров с охлаждением газа между ними в промежуточных холодильниках, так как цикл отдельной ступени компрессора не отличается от цикла одноступенчатого компрессора, действующего в условиях тех же давлений.

Рассмотрим теоретический цикл (рис. 7), представляющий собой упрощенную схему действительного. Линия *4—1* — всасывание газа при постоянном давлении P_1; линия *1—2* — сжатие газа от давления P_1 до давления P_2; линия *2—3* — нагнетание при постоянном давлении P_2.

Процессы всасывания и нагнетания, в отличие от сжатия, не являются термодинамическими процессами. Они определяют перемещение газа с изменением его количества в цилиндре, но без изменения состояния.

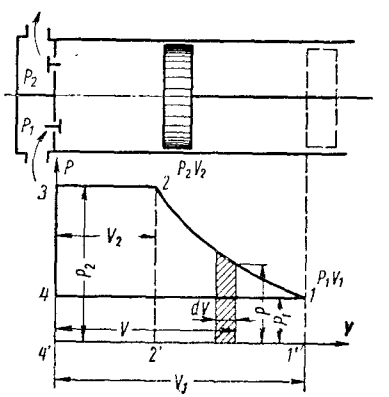


Рис. 7. Теоретический цикл поршневого компрессора

Всасывание газа в цилиндр через клапан происходит в теоретическом цикле на протяжении всего хода поршня (слева направо). В момент перемены хода поршня (точка *1*) всасывающий клапан закрывается и начинается сжатие газа, продолжающееся до тех пор, пока давление в цилиндре не достигнет величины давления за нагнетательным клапаном (точка *2*). При этом открывается нагнетательный клапан и начинается нагнетание (выталкивание) сжатого газа из цилиндра, которое происходит на остальной части хода поршня. В момент второй перемены хода поршня нагнетательный клапан закрывается, давление в цилиндре падает, всасывающий клапан снова открывается. В процессах всасывания и нагнетания объем газа V в цилиндре изменяется в зависимости от его весового количества, но удельные объемы v остаются постоянными. Вследствие этого цикл компрессора, изображаемый в координатах V, P, не может быть представлен в координатах v, P.

Рассматривая теоретические циклы, полагают, что процесс сжатия протекает по изотерме, адиабате или политропе. Соответственно цикл компрессора будем называть изотермическим, адиабатическим или политропическим.

Работа, расходуемая на осуществление теоретического цикла, выражается площадью диаграммы *1—2—3—4* (рис. 7) и равна сумме работ всасывания, сжатия и нагнетания.

Работу, принимаемую газом в компрессоре, принято считать положительной, а возвращаемую газом — отрицательной.

Сила, с которой всасываемый газ (начальное давление P_1) действует на поршень площадью F, равна P_1F. При перемещении поршня на величину хода S газ производит работу $P_1FS = P_1V_1$.

Работа, возвращаемая газом,

$$L_{вс} = -P_1V_1.$$

На диаграмме ей соответствует площадь *4—1—1′—4′*.

Площадь *1—2—2′—1′* представляет работу сжатия газа от начального давления P_1 до конечного P_2. Элементарному перемещению поршня в ходе сжатия соответствует положительная работа

$$-PdV,$$

где знак минус относится к приращению объема dV, которое при сжатии отрицательно. Работа сжатия

$$L_{сж} = -\int_1^2 PdV.$$

Работа нагнетания, изображаемая площадью *2—3—4′—2′*,

$$L_н = P_2V_2.$$

Результирующая работа L за цикл

$$L = L_{вс} + L_{сж} + L_н = -P_1V_1 - \int_1^2 PdV + P_2V_2. \quad (I—11)$$

Принимая во внимание, что

$$P_2V_2 - P_1V_1 = \int_1^2 d(PV),$$

находим окончательно

$$L = \int_1^2 d(PV) - \int_1^2 PdV = \int_1^2 PdV + \int_1^2 VdP - \int_1^2 PdV = \int_1^2 VdP.$$

Таким образом,

$$L = \int_1^2 VdP \ кГм. \quad (I—12)$$

Удельная работа l, отнесенная к 1 *кг* газа, выражается через удельный объем v:

$$l = \frac{L}{G} = \int_1^2 \frac{V}{G} dP = \int_1^2 vdP \ кГм/кг. \quad (I—12а)$$

Для определения работы l необходимо знать зависимость между параметрами P и v в процессе сжатия. Если известен процесс изменения состояния идеального газа, найти аналитическое выражение этой зависимости не представляет труда. Но для реального газа, сжимаемость которого отличается от сжимаемости идеального, задача усложняется.

Учитывая соотношение (I—10), находим:

$$l = \int_1^2 vdP = \int_1^2 R\left(\frac{T}{P} + 273\beta\right) dP = R\int_1^2 \frac{T}{P} dP + 273R\int_1^2 \beta dP. \quad (I—13)$$

Величина работы представлена здесь суммой двух членов, роль которых становится ясной, если учесть, что

$$\frac{RT}{P} = v_{ид} \quad и \quad 273R\beta = b.$$

Представим уравнение (I—13) в виде

$$l = \int_1^2 v_{ид}dP + \int_1^2 bdP. \quad (I—13а)$$

Первый член его правой части определяет работу в цикле при сжатии идеального газа, а второй — дополнительную работу, вызванную отклонением сжимаемости реального газа. Величина дополнительной работы показана площадью *1—2—2′—1′* на рис. 8, *а*, где *1—2* — процесс сжатия реального газа и *1′—2′* — идеального. На рис. 8, *б* выделена дополнительная работа, представленная интегралом $\int_1^2 bdP$; величина b, зависящая от давления и температуры, изменяется в процессе сжатия. Если величина b принимает отрицательные значения, дополнительная работа может оказаться отрицательной (рис. 8, *в*).

Отметив ряд общих положений, определим теперь работу в изотермическом, адиабатическом и политропическом циклах.

Изотермический цикл. При изотермическом сжатии идеального газа давление и удельный объем связаны уравнением

$$Pv = RT = \text{const} \qquad \text{(I—14)}$$

или

$$Pv = P_1 v_1. \qquad \text{(I—15)}$$

Подставив в выражение (I—12а) значение v из уравнения (I—15), находим работу в изотермическом цикле идеального газа

$$l_{из} = \int_1^2 v dP = P_1 v_1 \int_1^2 \frac{dP}{P} = P_1 v_1 \ln \frac{P_2}{P_1} = RT \ln \frac{P_2}{P_1} \ кГм/кг, \qquad \text{(I—16)}$$

где P_1 и P_2 — начальное и конечное давления, $кГ/м^2$; v_1 — удельный объем газа в начале сжатия, $м^3/кг$.

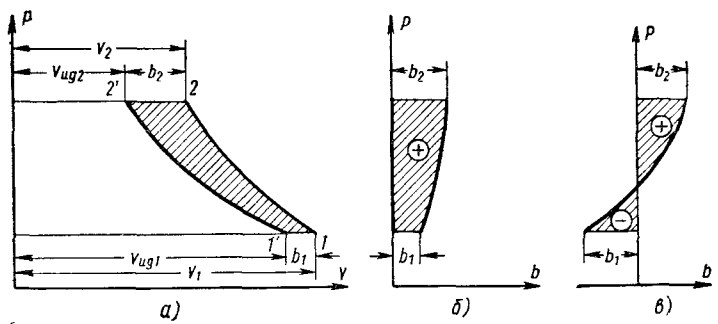


Рис. 8. Избыточная работа в цикле реального газа:
а — v, P-диаграмма; б, в — b, P-диаграммы

При произвольном весовом количестве газа $G = \frac{V_1}{v_1}$ *кг* работа в цикле

$$L_{из} = Gl_{из} = P_1 V_1 \ln \frac{P_2}{P_1} = GRT \ln \frac{P_2}{P_1} \ кГм. \qquad \text{(I—17)}$$

Согласно выражению (I—13) работа в изотермическом цикле реального газа

$$l_{из} = RT \int_1^2 \frac{dP}{P} + 273R \int_1^2 \beta dP = RT \ln \frac{P_2}{P_1} + 273R \int_1^2 \beta dP \ кГм/кг. \qquad \text{(I—18)}$$

Интеграл второго члена правой части может быть преобразован:

$$\int_1^2 \beta dP = \int_0^2 \beta dP - \int_0^1 \beta dP = B_2 - B_1 = \Delta B_{из}, \qquad \text{(I—19)}$$

где

$$B_1 = \int_0^1 \beta dP \quad \text{и} \quad B_2 = \int_0^2 \beta dP. \qquad \text{(I—20)}$$

Безразмерная величина B называется *показателем избытка объемной энергии реального газа.*

Приращение $\Delta B_{из} = B_2 - B_1$, представляющее собой разность величин B при конечном и начальном давлениях в условиях $T = \text{const}$, определяет увеличение работы в изотермическом цикле, вызванное отклонением сжимаемости реального газа. Величина $\Delta B_{из}$ называется *показателем избытка работы в изотермическом цикле.*

Подставляя уравнение (I—18) в (I—19), получим работу в изотермическом цикле реального газа для 1 *кг*

$$l_{из} = R\left(T \ln \frac{P_2}{P_1} + 273 \Delta B_{из}\right) \ кГм/кг. \qquad \text{(I—21)}$$

Для азота, воздуха, кислорода и метана значения B нанесены на рис. 2—5. Для других газов $\Delta B_{из} = B_2 - B_1$ вычисляют численным или графическим интегрированием:

$$\Delta B_{из} = \int_1^2 \beta dP, \qquad \text{(I—22)}$$

предварительно определяя значения β по формуле (I—9).

Пользуясь формулой Симпсона, можно получить приближенный результат. Ограничиваясь тремя значениями β_1, β' и β_2, соответствующими давлениям P_1, $P' = \frac{P_1 + P_2}{2}$ и P_2, найдем

$$\Delta B_{из} = \frac{1}{6}(\beta_1 + 4\beta' + \beta_2)(P_2 - P_1). \qquad \text{(I—23)}$$

Адиабатический цикл. При адиабатическом сжатии идеального газа давление и удельный объем связаны соотношением

$$Pv^k = \text{const}, \qquad \text{(I—24)}$$

где $k = \frac{c_p}{c_v}$ — показатель адиабаты идеального газа;

c_p и c_v — теплоемкости газа при постоянных давлении и объеме.

Для одноатомных газов $k = 1{,}66—1{,}67$, двухатомных — 1,40—1,41, трехатомных и многоатомных 1,1—1,33.

Для газовой смеси показатель адиабаты может быть определен из выражения

$$\frac{1}{k-1} = \sum \frac{r_i}{k_i - 1}, \qquad (I—25)$$

где k — искомый показатель адиабаты газовой смеси;

k_i — показатели адиабаты компонентов;

r_i — объемные доли компонентов.

Величины давлений и удельных объемов в начале и конце процесса адиабатического сжатия, как следует из уравнения (I—24), связаны зависимостью

$$P_1 v_1^k = P_2 v_2^k, \qquad (I—26)$$

согласно которой величина удельного объема в конце процесса

$$v_2 = v_1 \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{k}}. \qquad (I—27)$$

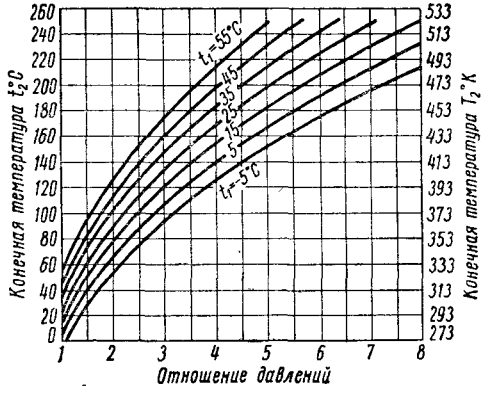


Рис. 9. Зависимость конечных температур от начальных и отношения давлений при адиабатическом сжатии двухатомных газов ($k = 1{,}4$)

Из уравнений (I—26 и 1) получим выражение

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}, \qquad (I—28)$$

которое можно преобразовать, заменяя согласно зависимости (I—27) отношение объемов отношением давлений:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}. \qquad (I—29)$$

В случае двухатомных газов при $k = 1{,}4$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{0{,}286}, \qquad (I—29а)$$

и для определения конечной температуры может служить график рис. 9.

Для реального газа выражение (I—29) неприменимо, так как величина $k = \frac{c_p}{c_v}$ не соответствует показателю адиабаты. В малом интервале давлений соотношение между температурами и давлениями определяется зависимостью

$$T'' = T' \left(\frac{P''}{P'}\right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}}, \qquad (I—30)$$

где k_T — *температурный показатель адиабаты реального газа.*

Величину k_T находят путем усреднения истинной величины, определяемой по формуле А. М. Розена [I—2].

$$k_T = \frac{c_p}{c_p - AP\left(\frac{dv}{dT}\right)_p}. \qquad (I—31)$$

Кривые величин k_T и $k = \frac{c_p}{c_v}$ для азота при давлениях до 6000 *ата* сопоставлены на рис. 10. В отличие от k, величина k_T изменяется сравнительно мало, оставаясь близкой к значению k при низких давлениях.

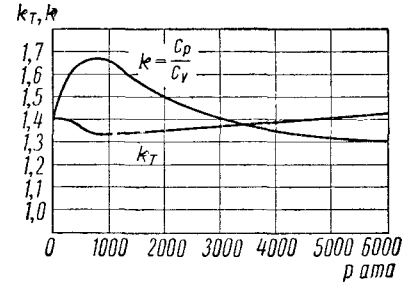


Рис. 10. Значения k_T и k для азота при $t = 25$°C

Значение k_T для ряда газов, по данным А. М. Розена, приведены в табл. 2; для большинства газов в широком диапазоне давлений характерна высокая стабильность показателя k_T.

Учитывая сравнительно небольшое изменение температурного показателя адиабаты, можно в пределах изменения давлений в одной ступени компрессора считать величину k_T постоянной и равной ее истинному значению в средней точке процесса. Тогда

$$T = T_1 \left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}}. \qquad (I—32)$$

Удельный объем в адиабатическом процессе идеального газа

$$v = v_1 \left(\frac{P_1}{P}\right)^{\frac{1}{k}}.$$

Подставляя выражение для v в уравнение (I—12а), получим работу в адиабатическом цикле:

$$l_{ад} = \int_1^2 v dP = P_1^{\frac{1}{k}} v_1 \int_1^2 \frac{dP}{P^{\frac{1}{k}}} = P_1^{\frac{1}{k}} v_1 \frac{k}{k-1}\left(P_2^{\frac{k-1}{k}} - P_1^{\frac{k-1}{k}}\right) = P_1 v_1 \times$$

$$\times \frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] = RT_1 \frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] \text{ кГм/кг}, \qquad (I—33)$$

где P_1 и P_2 — начальное и конечное давления, $кГ/м^2$;
v_1 — удельный объем газа в начале сжатия, $м^3/кг$;
T_1 — начальная температура, °К;
$k = \frac{c_p}{c_v}$ — показатель адиабаты идеального газа.

Таблица 2

Температурный показатель адиабаты k_T различных газов

Газ	Температура, °С	p, ата						
		1	100	200	300	600	800	1000
Азот	20	1,410	1,416	1,400	1,379	1,345	1,340	1,346
	100	1,406	1,419	1,426	1,419	1,377	1,372	1,373
	200	1,400	1,409	1,409	1,408	1,387	1,380	1,374
Водород	25	1,404	1,407	1,408	1,407	1,402	1,394	1,390
	100	1,398	1,399	1,400	1,401	1,396	1,393	1,388
	200	1,396	1,397	1,398	1,399	1,396	1,394	1,392
Окись углерода	25	1,400	1,433	1,414	1,394	1,349	1,344	1,341
	100	1,400	1,422	1,424	1,422	1,395	1,390	1,390
	200	1,399	1,407	1,415	1,422	1,408	1,403	1,398
Метан	25	1,32	1,36	1,28	1,24	1,22	1,21	1,21
	100	1,27	1,30	1,30	1,28	1,25	1,23	1,22
	200	1,23	1,26	1,25	1,25	1,24	1,24	1,23
Аммиак	150	1,271	1,335	1,086	1,073	1,079	1,083	1,094
	300	1,234	1,252	1,236	1,286	1,216	1,187	1,179
Азотоводородная смесь — 0,75%N_2+ + 0,25%H_2	25	1,405	1,407	1,406	1,404	1,397	1,393	1,395
	100	1,399	1,397	1,402	1,403	1,400	1,396	1,395
	200	1,398	1,400	1,402	1,407	1,403	1,398	1,395

Пользуясь для выражения работы в адиабатическом цикле реального газа зависимостью (I—13)

$$l_{ад} = R\int_1^2 \frac{T}{P}\,dP + 273R\int_1^2 \beta dP \qquad (I—34)$$

и преобразуя первый член правой части последнего равенства с учетом (I—32), найдем:

$$R\int_1^2 \frac{T}{P}\,dP = R\int_1^2 T_1\left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{k_T-1}{k_T}}\frac{dP}{P} = \frac{RT_1}{P_1^{\frac{k_T-1}{k_T}}}\int_1^2 \frac{dP}{P^{\frac{1}{k_T}}} =$$

$$= \frac{RT_1}{P_1^{\frac{k_T-1}{k_T}}}\frac{k_T}{k_T-1}\left(P_2^{\frac{k_T-1}{k_T}} - P_1^{\frac{k_T-1}{k_T}}\right) = RT_1\frac{k_T}{k_T-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} - 1\right].$$

Полученное выражение представляет собой работу сжатия идеального газа при условии, что температура в процессе сжатия следует зависимости для адиабатического сжатия реального газа.

Обозначив далее интеграл второго члена

$$\int_1^2 \beta dP = \Delta B_{ад},$$

где $\Delta B_{ад}$ — *показатель избытка работы в адиабатическом цикле*, приводим уравнение (I—34) к виду:

$$l_{ад} = R\left\{T_1\frac{k_T}{k_T-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} - 1\right] + 273\Delta B_{ад}\right\}\ кГм/кг. \qquad (I—35)$$

Величина $\Delta B_{ад}$ может быть определена по формуле

$$\Delta B_{ад} = \frac{1}{6}(\beta_1 + 4\beta' + \beta_2)(P_2 - P_1), \qquad (I—36)$$

аналогичной (I—23) для изотермического цикла, но отличающейся тем, что значения β_1, β' и β_2 находят при давлениях P_1, $P' = \frac{P_1+P_2}{2}$ и P_2 и соответствующих им температурах T_1, T' и T_2 в начальной, средней и конечной точках адиабатического процесса.

Политропический цикл. При постоянном показателе политропы n=const политропический процесс задан уравнением

$$Pv^n = \text{const}. \qquad (I—37)$$

В частном случае $P_1v_1^n = P_2v_2^n$, откуда удельный объем газа в конечном состоянии

$$v_2 = v_1\left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{n}}. \qquad (I—38)$$

Выражая далее v_1 и v_2 из уравнений состояния $P_1v_1 = RT_1$ и $P_2v_2 = RT_2$ и подставляя в (I—38), находим температуру идеального газа в конце политропического процесса

$$T_2 = T_1\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}. \qquad (I—39)$$

Процесс политропического сжатия реального газа можно подчинить условию, при котором величина температуры находилась бы в зависимости от отношения давлений того же вида, что и для идеального газа.

$$T = T_1\left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{n_T-1}{n_T}}. \qquad (I—40)$$

Выражение (I—40) назовем уравнением температурной политропы, а величину $n_T = \text{const}$ — ее показателем.

При постоянном показателе политропы параметры P, v и T в политропическом процессе идеального газа связаны такими же формулами, как в адиабатическом процессе, но с подстановкой величины n вместо k. В дальнейшем выводе выражения работы участвует также величина n, и окончательные результаты аналогичны формулам работы в адиабатическом цикле идеального газа. То же самое относится и к выводу формул для реального газа, в котором k_T заменяют на n_T.

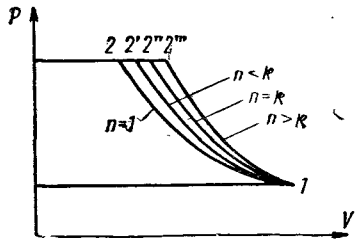


Рис. 11. Влияние характера процесса сжатия на работу компрессора

Для идеального газа работа в политропическом цикле, приходящаяся на 1 *кг*,

$$l_{пол} = P_1v_1\frac{n}{n-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] кГм/кг. \qquad (I—41)$$

С увеличением показателя политропы n кривая процесса сжатия становится более крутой. Вместе с тем повышается затрата работы в цикле компрессора (рис. 11).

Для реального газа работа в политропическом цикле, по аналогии с (I—35),

$$l_{пол} = R\left\{T_1\frac{n_T}{n_T-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n_T-1}{n}} - 1\right] + 273\Delta B_{пол}\right\} кГм/кг, \qquad (I—42)$$

где n_T — показатель температурной политропы;

$\Delta B_{пол}$ — показатель избытка работы в политропическом цикле.

При вычислении значения $\Delta B_{пол}$ руководствуются формулой (I—36); величины β определяют по температурам в политропическом процессе.

Пример 2. Определить работу, расходуемую в изотермическом, политропическом ($n = 1{,}2$) и адиабатическом циклах в двух случаях:

1) начальное давление 1 *ата*, конечное — 4 *ата*;

2) начальное давление 200 *ата*, конечное — 800 *ата*.

Газ — азот с постоянной $R = 30{,}26$ *кГм/кг·град*. В обоих случаях объем свободного газа (при 1 *ата*) одинаков и равен 1 $м^3$. Начальная температура $t = 25°C$.

Решение.

1. Газ рассматриваем как идеальный. Показатель адиабаты азота $k = 1{,}4$. Согласно формулам (I—17, I—41 и I—33)

$$L_{из} = P_1V_1\ln\frac{P_2}{P_1} = 10^4 \cdot 1 \cdot \ln\frac{4}{1} = 13860\ кГм;$$

$$L_{пол} = P_1V_1\frac{n}{n-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] =$$

$$= 10^4 \cdot 1 \cdot \frac{1{,}2}{1{,}2-1}\left[\left(\frac{4}{1}\right)^{\frac{1{,}2-1}{1{,}2}} - 1\right] = 15\,600\ кГм;$$

$$L_{ад} = P_1V_1\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] =$$

$$= 10^4 \cdot 1 \cdot \frac{1{,}4}{1{,}4-1}\left[\left(\frac{4}{1}\right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} - 1\right] = 17\,000\ кГм.$$

2. Принимая во внимание величину давлений, определяем работу по формулам для реального газа. Начальный объем всасываемого газа V_1 в условии не указан. Поэтому расчеты ведем по весовому количеству газа

$$G = \frac{PV}{RT} = \frac{10^4 \cdot 1}{30{,}26 \cdot 298} = 1{,}11\ кг.$$

Работа в изотермическом цикле по формуле (I—21)

$$L_{из} = GR\left(T\ln\frac{P_2}{P_1} + 273\Delta B_{из}\right) кГм.$$

Показатель избытка работы в изотермическом цикле по выражению (I—19)

$$\Delta B_{из} = B_2 - B_1.$$

По графику (рис. 2) для азота давлению $p_1 = 200$ *ата* и температуре $t = 25°C$ соответствует $B_1 = 0{,}015$; давлению $P_2 = 800$ *ата* и той же температуре — $B_2 = 0{,}480$. Отсюда $\Delta B_{из} = 0{,}480 - 0{,}015 = 0{,}465$.

Следовательно:

$$L_{из} = 1{,}11 \cdot 30{,}26 \cdot \left(298 \cdot \ln\frac{800}{200} + 273 \cdot 0{,}465\right) = 18120 \text{ кГм}.$$

Работа в политропическом цикле, определяемая формулой (I—42), ио при G *кг* газа

$$L_{пол} = GR\left\{T_1 \frac{n_T}{n_T - 1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n_T - 1}{n_T}} - 1\right] + 273\Delta B_{пол}\right\} \text{ кГм}.$$

Считаем, что процесс протекает по температурной политропе с показателем $n_T = 1{,}2$.

Значение $\Delta B_{пол}$ вычисляем по формуле (1—36):

$$\Delta B_{пол} = \frac{1}{6}(\beta_1 + 4\beta' + \beta_2)(P_2 - P_1),$$

но с учетом температур, возникающих в процессе. По рис. 2 при $p_1 = 200$ *ата* и $t = 25°C$

$$\beta = 0{,}32 \cdot 10^{-7};$$

$$\text{при } p' = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{200 + 800}{2} = 500 \text{ ата}$$

и

$$T' = T\left(\frac{P'}{P_1}\right)^{\frac{n_T - 1}{n_T}} = 298\left(\frac{500}{200}\right)^{\frac{1{,}2 - 1}{1{,}2}} = 347°K \text{ или } t' = 74°C,$$

$$\beta' = 0{,}88 \cdot 10^{-7};$$

$$\text{при } p_2 = 800 \text{ ата и } T_2 = 298\left(\frac{800}{200}\right)^{\frac{1{,}2 - 1}{1{,}2}} = 376°K \text{ или } t_2 = 103°C$$

$$\beta_2 = 1{,}07 \cdot 10^{-7}.$$

Таким образом

$$\Delta B_{пол} = \frac{10^{-7}}{6}(0{,}32 + 4 \cdot 0{,}88 + 1{,}07)(800 - 200) \cdot 10^4 = 0{,}491.$$

Следовательно:

$$L_{пол} = 1{,}11 \cdot 30{,}26\left\{298\frac{1{,}2}{1{,}2 - 1}\left[\left(\frac{800}{200}\right)^{\frac{1{,}2 - 1}{1{,}2}} - 1\right] + 273 \cdot 0{,}491\right\} = 20\,100 \text{ кГм}.$$

В адиабатическом цикле по (I—35) при G *кг* газа

$$L_{ад} = GR\left\{T_1 \frac{k_T}{k_T - 1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}} - 1\right] + 273\Delta B_{ад}\right\} \text{ кГм}.$$

Из табл. 1 находим, что у азота при среднем в процессе сжатия давлении $p' = \frac{200 + 800}{2} = 500$ *ата* и средней температуре $t' \approx 100°C$ величина температурного показателя адиабаты $k_T = 1{,}391$.

По рис. 2 при давлениях $P_1 = 200$, $P' = 500$ и $P_2 = 800$ *ата* и соответствующих им температурах $t_1 = 25°$, $t' = 112°$ и $t_2 = 167°C$ получим

$$\beta_1 = 0{,}32 \cdot 10^{-7}; \quad \beta' = 0{,}93 \cdot 10^{-7} \quad \text{и} \quad \beta_2 = 1{,}12 \cdot 10^{-7}.$$

Отсюда

$$\Delta B_{ад} = \frac{10^{-7}}{6}(0{,}32 + 4 \cdot 0{,}93 + 1{,}12)(800 - 200) \cdot 10^4 = 0{,}516.$$

Таким образом

$$L_{ад} = 1{,}11 \cdot 30{,}26\left\{298 \cdot \frac{1{,}391}{1{,}391 - 1}\left[\left(\frac{800}{200}\right)^{\frac{1{,}4 - 1}{1{,}4}} - 1\right] + 273 \cdot 0{,}516\right\} = 21730 \text{ кГм}.$$

Как видно из сопоставления результатов, при высоком давлении работа в изотермическом, политропическом и адиабатическом циклах больше, чем при низком давлении, соответственно на 4260, 4500 и 4730 *кГм*, или на 31,5, 28,8 и 27,8%. Близкие значения абсолютных величин избытков работы в различных циклах характерны только для газов с низкой критической температурой.

Количество отводимого тепла

Рассмотренные циклы компрессора в конечном счете различаются количеством тепла, отводимого от газа (или подводимого к нему) в процессе сжатия. В общем случае отвод (или подвод) тепла от газа происходит также во время всасывания и нагнетания и, кроме того, по выходе из цилиндра; при необходимости последующего охлаждения тепло отводят в холодильнике.

Согласно первому началу термодинамики количество тепла, отводимого в процессе сжатия,

$$q = A\int_1^2 vdP - (i_2 - i_1) = Al - (i_2 - i_1) \text{ ккал/кг}, \qquad \text{(I—43)}$$

где $A = \frac{1}{427}$ — тепловой эквивалент работы, *ккал/кГм*;

l — величина удельной работы, затрачиваемой в цикле компрессора, *кГм/кг*;

i_1 и i_2 — энтальпия газа в начале и конце процесса сжатия, *ккал/кг*.

Величина q представляет результативный теплоотвод, т. е. разность между теплом, отведенным через стенки цилиндра, и теплом трения поршня, рассматриваемым как подведенное.

Величина энтальпии идеального газа зависит только от его температуры, а у реального, кроме того, — от давления.

В процессе изотермического сжатия идеального газа приращение энтальпии $i_2 - i_1 = 0$, откуда

$$q = Al_{из}. \qquad (I—44)$$

Следовательно, для осуществления изотермического цикла в процессе сжатия должно быть отведено количество тепла, эквивалентное всей работе, затраченной в цикле.

Для большинства реальных газов при изотермическом сжатии в области низких, средних и повышенных давлений характерно неравенство $i_2 < i_1$, соответственно которому $q > Al$; в области достаточно высоких давлений $i_2 > i_1$ и $q < Al$. Таким образом, тепло, отводимое от газа, в первом случае больше, а во втором меньше затрачиваемой работы.

В политропическом цикле идеального газа количество тепла, отводимого в процессе сжатия,

$$q = \frac{k-n}{n(k-1)} Al_{пол} \text{ ккал/кг}. \qquad (I—45)$$

С увеличением отводимого тепла уменьшается величина n, а также работа $l_{пол}$, затрачиваемая в цикле.

Теплообмен возможен также при всасывании и нагнетании. При всасывании газ нагревается и вследствие этого увеличивается затрачиваемая в цикле работа. Напротив, теплообмен при нагнетании на величине затрачиваемой работы не отражается. При установке за цилиндром холодильника количество отводимого в нем тепла

$$q_1 = i' - i'' = c_p(t' - t'') \text{ ккал/кг}, \qquad (I—46)$$

где c_p — средняя теплоемкость газа при постоянном давлении, *ккал/кг град*;

i' и i''; t' и t'' — энтальпии и температуры газа у входа в холодильник и выхода из него.

Применительно к идеальному газу эта формула действительна не только для изобарического охлаждения (P = const), но и в случае потери давления в холодильнике, так как энтальпия идеального газа от давления не зависит.

При отсутствии отвода тепла на пути из цилиндра в холодильник t' равна температуре нагнетания t_2, а при условии полного охлаждения газа t'' снижается до температуры всасывания t_1. В таком случае

$$q_1 = c_p(t_2 - t_1) \text{ ккал/кг}. \qquad (I—47)$$

Значение c_p идеального газа зависит от температуры, а реального, кроме того, от давления. В формуле (I—47) указана средняя теплоемкость газа в процессе охлаждения, приближенно равная этой величине при средней температуре в холодильнике.

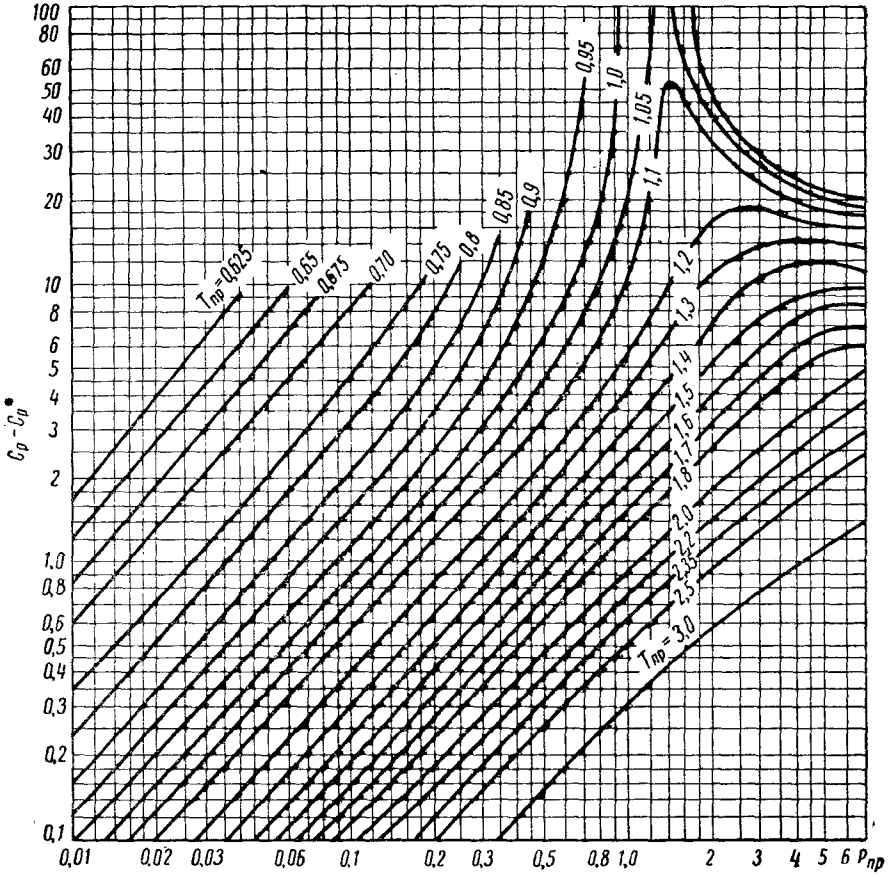


Рис. 12. Зависимость разности $C_p - C_p^*$ от $p_{пр}$ и $T_{пр}$

Молярная теплоемкость C_p (*ккал/моль град*) для реальных газов при различных температурах и давлениях может быть найдена посредством универсального графика (рис. 12); по оси ординат отложена величина $C_p = C_p^*$ в зависимости от приведенных давления $p_{пр} = \frac{p}{p_{кр}}$ и температуры $T_{пр} = \frac{T}{T_{кр}}$. Разность $C_p - C_p^*$ выра-

жает избыток молярной теплоемкости C_p при заданных давлениях и температуре над молярной теплоемкостью C_p^* при той же температуре, но давлении 1 *ата*. Весовая теплоемкость $c_p = \frac{C_p}{\mu}$, где μ — молекулярный вес газа.

Пример 3. Определить для углекислоты величину c_p при $p = 100$ *ата* и $t = 100°C$.

Для углекислоты по табл. 1 находим $p_{кр} = 73$ *ата* и $T_{кр} = 273 + 31{,}1 = 304{,}1°K$; при $t = 100°C$ $C_p^* = 9{,}60$ *ккал/моль град*.

Приведенные параметры

$$p_{пр} = \frac{100}{73} = 1{,}37; \quad T_{пр} = \frac{373}{304{,}1} = 1{,}23.$$

По рис. 12 для $p_{пр} = 1{,}37$ и $T_{пр} = 1{,}23$ находим $C_p - C_p^* = 8{,}5$.

Отсюда

$$C_p = 9{,}6 + 8{,}5 = 18{,}1 \text{ ккал/моль град},$$

или при $\mu = 44{,}01$ (табл. 1)

$$c_p = \frac{18{,}1}{44{,}01} = 0{,}412 \text{ ккал/кг град}.$$

Для определения теплоемкости c_p газовой смеси пользуются правилом аддитивности.

Большой интерес представляет сопоставление количества тепла, отводимого в холодильнике при охлаждении в нем газа до начальной температуры, с величиной работы, затрачиваемой в адиабатическом цикле.

Работа, затрачиваемая в адиабатическом цикле, равна увеличению энтальпии газа в цилиндре

$$Al_{ад} = i_2 - i_1 \text{ ккал/кг}, \qquad (I—48)$$

где i_1 и i_2 — энтальпии газа, поступающего в цилиндр и выходящего из него.

В холодильнике энтальпия уменьшается на количество тепла q_1, отводимого от газа; если на пути в холодильник отсутствуют потери тепла, то

$$q_1 = i_2 - i'', \qquad (I—49)$$

где i'' — энтальпия газа у выхода из холодильника.

При охлаждении идеального газа до начальной температуры t_1 $i'' = i_1$.

Сопоставляя выражения (I—47), (I—48) и (I—49) получим:

$$Al_{ад} = q_1 = c_p(t_2 - t_1) \text{ ккал/кг}. \qquad (I—50)$$

Следовательно, газ теряет в холодильнике всю энергию, затраченную в адиабатическом цикле, и эта энергия в виде отбросного тепла отводится с охлаждающей водой.

В случае реального газа равенство между работой в адиабатическом цикле и отводимым в холодильнике теплом нарушается. В области низких и средних давлений при газах с высокой критической температурой $i'' < i_1$ и количество тепла, отводимого в холодильнике, может оказаться существенно бо́льшим, чем величина работы в адиабатическом цикле. Напротив, в области высоких и очень высоких давлений $i'' > i_1$ и работа в цикле превышает количество отводимого тепла, а часть израсходованной энергии уходит с охлажденным газом.

Диаграммы *s*, *T* и *s*, *i*. В *s*, *T*-диаграмме количество тепла q, подведенного к газу или отведенного от него, представлено в виде площади, находящейся под кривой процесса. Подвод тепла сопровождается увеличением энтропии s, отвод — ее уменьшением.

Изотермический процесс сжатия изображен отрезком *1—2*, заключенным между изобарами начального и конечного давлений p_1 и p_2 (рис. 13). Площадь диаграммы, лежащая под отрезком *1—2*, выражает количество отводимого тепла q.

В адиабатическом процессе без трения или при теплоотводе, компенсирующем трение, приращение энтропии

$$ds = \frac{dq}{T} = 0.$$

Поэтому в *s*, *T*-диаграмме линия адиабатического процесса изображается отрезком *1—2'*. Ее верхняя точка, расположенная на пересечении с изобарой p_2, определяет температуру T_2 и удельный объем газа v_2 в конце процесса.

Политропический процесс изображается в *s*, *T*-диаграмме наклонной линией, направление которой зависит от величины показателя политропы.

Если процесс сжатия протекает с отводом тепла, то политропа находится слева от адиабаты (кривая *1—2''* на рис. 13), в случае подвода тепла — справа (кривая *1—2'''*). Сжатие газа с подводом тепла возможно при температуре стенок цилиндра выше или ниже температуры газа, но при условии, что тепло, образующееся вследствие трения, больше отводимого охлаждением. В последнем случае площадь под линией процесса представляет собой результативное количество тепла, которое получает газ.

Количество тепла, отводимого в холодильнике от 1 *кг* газа, выражается в *s*, *T*-диаграмме площадью, расположенной под отрезком изобары P между изотермами T_2 и T_1, соответствующим температурам газа при входе в холодильник и выходе из него.

В s, i-диаграмме (рис. 14), как и в s, T-диаграмме, линия адиабаты изображается вертикалью (начало в точке p_1, t_1, окончание при пересечении с кривой p_2.) Конечная точка вертикали определяет конечную температуру t_2 адиабатического процесса.

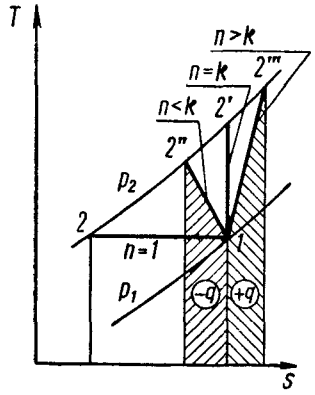


Рис. 13. Процессы сжатия в s, T-диаграмме

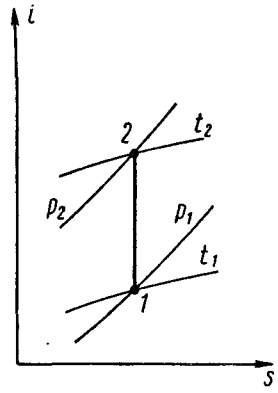


Рис. 14. Процесс адиабатического сжатия в s, i-диаграмме

Диаграммы s, i удобны для определения работы в адиабатическом цикле реального газа. Ее находят по значениям i_1 и i_2 в начале и конце процесса сжатия. Согласно (I—48) при $q = 0$

$$l_{ад} = \frac{1}{A}(i_2 - i_1) \ ккал/кг. \qquad (I—51)$$

По конечной температуре в процессе адиабатического сжатия реального газа, определяемой по s, T- или s, i-диаграммам, можно вычислить величину k_T для газов, не указанных в табл. 2. По выражению (I—32)

$$k_T = \frac{\lg \frac{P_2}{P_1}}{\lg \frac{P_2}{P_1} - \lg \frac{T_2}{T_1}}, \qquad (I—52)$$

где T_1 и T_2 — начальная и конечная температуры газа, °К.

По формуле (I—35) определяют величину работы в адиабатическом цикле более точно, чем по формуле (I—51), так как погрешность при определении по диаграмме величины T_2 не так сильно влияет на величину работы, как погрешность в величинах i_1 и i_2.

Диаграммами s, i можно пользоваться в расчетах количества тепла, отводимого от реального газа в холодильнике после очередной ступени компрессора. Количество тепла

$$q_1 = (i' - i'') \ ккал/кг, \qquad (I—53)$$

где i' и i'' — энтальпии газа, *ккал/кг*, при давлении в холодильнике и температурах на входе и выходе из него.

СЖАТИЕ ГАЗА В ПОРШНЕВОМ КОМПРЕССОРЕ

Действительный цикл ступеии

Действительный цикл изображается индикаторной диаграммой, которая показывает изменение давления газа в цилиндре по ходу поршня или, что то же, величину давления при изменении объема рабочей полости цилиндра.

На индикаторной диаграмме (рис. 15) точка a соответствует окончанию закрытия всасывающего клапана, b — началу открытия нагнетательного, c — окончанию закрытия нагнетательного клапана и точка d — началу открытия всасывающего клапана. Линия da — соответствует всасыванию, ab — сжатию, bc — нагнетанию и cd — расширению газа, оставшегося к концу нагнетания в мертвом пространстве цилиндра, — части полости, которая расположена за пределами описываемого поршнем рабочего объема. Мертвое пространство находится главным образом в клапанах и каналах к ним, а также в небольшом зазоре между поршнем и крышкой.

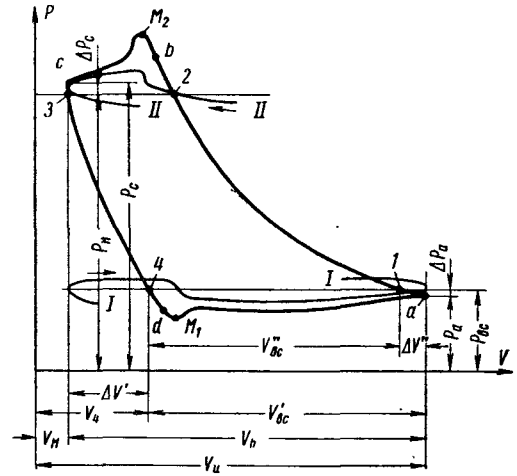


Рис. 15. Индикаторная диаграмма:
I — I — давление перед всасывающим клапаном, *II — II* — за нагнетательным клапаном

Расширение газа и изменение давлений всасывания и нагнетания, изображаемое волнистыми линиями, отличают индикаторную диаграмму от теоретической.

Расширение газа, находящегося в мертвом пространстве, уменьшает объем всасывания. Поэтому мертвое пространство называют также вредным.

На индикаторной диаграмме отражаются также работа клапанов, колебание давления в патрубках цилиндра, утечки газа и теплообмен между стенками цилиндра и газом.

Влияние клапанов. В отличие от распределительных устройств принудительного действия, применявшихся ранее, современные компрессоры имеют самодействующие клапаны, которые открываются давлением газа в направлении потока, а с прекращением потока под действием пружины закрываются.

Всасывающий клапан открывается в конце расширения газа, оставшегося в мертвом пространстве, когда давление в цилиндре снижается до величины несколько меньшей, чем во всасывающем патрубке. В результате этого возникает избыток давления на пластину, который, преодолевая силу пружины и инерцию пластины, открывает клапан. Нагнетательный клапан открывается в конце сжатия, когда давление в цилиндре становится несколько выше давления в нагнетательном патрубке.

Самодействующие клапаны открываются без предварения и большого запаздывания, причем при работе компрессора на переменном режиме начало открытия клапана соответствует изменению давления всасывания или нагнетания.

Давление в рабочей полости цилиндра во время всасывания и нагнетания отличается от давления во всасывающем и нагнетательном патрубках на величину потерь в клапанах. В начале открытия всасывающего клапана вследствие малой щели и связанного с этим повышенного сопротивления наблюдается значительное снижение давления (до точки M_1 на рис. 15).

В начале нагнетания, по аналогичной причине, давление повышается (до точки M_2).

Правильно действующие клапаны на большей части хода всасывания или нагнетания полностью открыты. Но и при этом условии величина потери давления в клапане не постоянна, так как скорость газа в нем изменяется, следуя переменной скорости поршня. Таким образом, даже при постоянном давлении во всасывающем и нагнетательном патрубках цилиндра линии всасывания и нагнетания индикаторной диаграммы отклоняются от горизонтальных прямых в теоретическом цикле.

Давление газа на пластину иногда недостаточно для полного открытия клапана. В этом случае пластина, находящаяся между седлом и ограничителем подъема, оказывается в режиме колебательного движения, и тогда переменное сопротивление клапана

отражается на индикаторной диаграмме в виде колебаний давления всасывания или нагнетания.

Клапан должен закрываться в мертвой точке. При слабой пружине он закрывается с запаздыванием и вследствие этого кривые сжатия и расширения смещаются на диаграмме по направлению хода поршня. При очень сильной пружине клапан закрывается преждевременно; тогда сжатие начинается при пониженном, а расширение при повышенном давлении. Эти отклонения заметны на диаграмме, особенно при низком давлении газа.

Колебание давления в патрубках цилиндра. Колебание давления в патрубках цилиндра вызывается пульсирующим характером потока газа. В случае резонанса это колебание усиливается и достигает наибольшей величины. В многоступенчатых компрессорах нагнетание газа в межступенчатое пространство из предыдущей ступени и всасывание его следующей ступенью происходят, как правило, в разное время. Вызываемое этим периодическое изменение количества газа в межступенчатом пространстве тоже служит причиной колебания давления в патрубках цилиндра.

Во время всасывания и нагнетания колебание давления распространяется через клапаны на полость цилиндра, что хорошо видно при наложении индикаторных диаграмм полости и патрубков цилиндра.

На индикаторной диаграмме (рис. 15) нанесены номинальные давления всасывания $P_{вс}$ и нагнетания $P_{н}$, представляющие собой величину среднего интегрального по времени давления во всасывающем и нагнетательном патрубках. В практических расчетах вместо переменных по величине действительных давлений пользуются номинальными, принимая во внимание возможные отклонения.

Номинальные давления можно определять не только в патрубках цилиндров. В воздушном компрессоре, всасывающем атмосферный воздух, номинальным давлением всасывания первой ступени в ряде случаев удобно считать атмосферное давление. Для всех ступеней многоступенчатого компрессора, кроме последней, в качестве номинального давления нагнетания целесообразно принимать среднее давление во всасывающем патрубке цилиндра следующей ступени, полагая тем самым номинальное давление нагнетания предыдущей ступени равным номинальному давлению всасывания следующей. Наконец, номинальное давление нагнетания последней ступени часто может быть принято равным среднему давлению в ресивере — сборнике газа, устанавливаемом за компрессором. Во всех случаях место определения номинального давления должно быть указано, так как разность номинального и действительного давлений в полости цилиндра в одних случаях определяет потерю

давления только во всасывающих или нагнетательных клапанах, а в других, кроме того, потерю давления в примыкающих к цилиндрам участках коммуникации.

Амплитуда колебания давления в патрубках в отдельных случаях достигает 25% и более от номинального давления.

Колебание давления во всасывающем патрубке отражается на наполнении цилиндра, оно влияет тем больше, чем выше или ниже оказывается давление к концу всасывания.

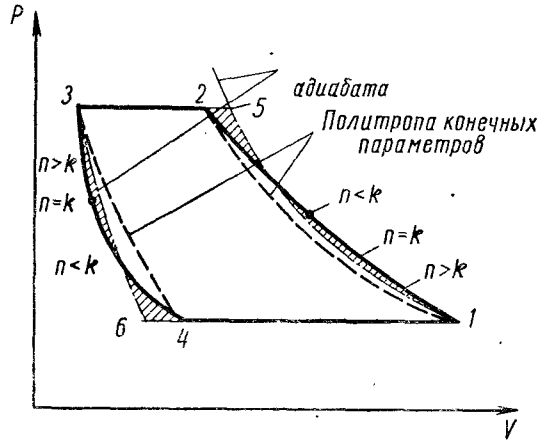


Рис. 16. Кривые сжатия и расширения в сопоставлении с адиабатами и политропами конечных параметров

Влияние утечек газа. При повышенных утечках из цилиндра через всасывающие клапаны, поршневые кольца и сальник кривая сжатия на диаграмме идет более полого, а кривая расширения круче обычной. Величина кажущегося показателя политропы сжатия ниже, а расширения выше истинного показателя при отсутствии утечек. Напротив, в случае утечки в цилиндр через нагнетательный клапан или неплотный поршень смежного цилиндра, где давление выше, кривая сжатия круче, а кривая расширения положе. При этом кажущийся показатель политропы сжатия выше и расширения ниже истинных значений в исправном компрессоре.

Влияние теплообмена. Температура стенок цилиндра и поршня вследствие их попеременного нагревания и охлаждения является промежуточной между температурами всасываемого и нагнетаемого газа. При всасывании, проходя по каналам и вдоль стенок цилиндра, газ незначительно нагревается, поэтому в начале сжатия температура его ниже температуры стенок поршня и цилиндра. Процесс

происходит с подводом тепла при показателе политропы большем, чем показатель адиабаты. В процессе сжатия температура газа повышается, а разность температур газа и стенок, постепенно уменьшаясь, становится в некоторый момент времени равной нулю и далее меняет свой знак. Температура газа оказывается выше температуры

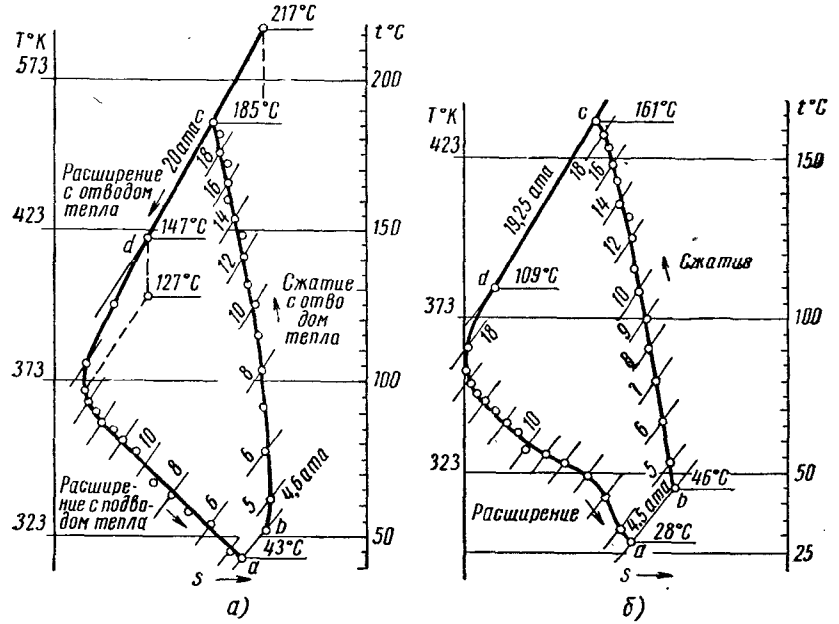


Рис. 17. Процессы сжатия и расширения действительного цикла в s, T-диаграмме

a — n = 163,2 об/мин; $б$ — n = 62,9 об/мин

стенок, и он начинает отдавать тепло. В результате теплообмена между газом и стенками показатель политропы изменяется от $n > k$ в начале сжатия до $n < k$ в конце сжатия (рис. 16).

В период нагнетания отдача тепла от газа стенкам продолжается. Расширение начинается при температуре более низкой, чем температура конца сжатия, с отдачей тепла при $n > k$, пока температура газа не достигнет температуры стенок. Дальнейшее расширение газа сопровождается нарастающим подводом тепла от стенок, и процесс протекает при все уменьшающемся значении $n < k$.

Индикаторная v, p-диаграмма не отражает изменения температуры газа и направление теплового потока; это может быть наглядно показано в s, T-диаграмме. Диаграммы (рис. 17) построены

по данным Кольмана [1—3] для второй ступени небольшого воздушного компрессора. Диаграмма на рис. 17, *а* получена при 163,2 и на рис. 17, *б* при 62,9 об/мин; при большем числе оборотов процессы сжатия и расширения приближаются к адиабатическим, а конечные температуры повышаются.

Коэффициент наполнения

Коэффициент наполнения $\lambda_н$ представляет собой отношение объема всасываемого газа к рабочему объему цилиндра

$$\lambda_н = \frac{V_{вс}}{V_h}, \qquad (I—54)$$

где $V_{вс}$ — объем всасываемого газа при номинальном давлении $P_{вс}$ и номинальной температуре $T_{вс}$ во всасывающем патрубке цилиндра, $м^3$;

$V_h = FS$ — рабочий объем цилиндра, $м^3$;

F — площадь поршня, $м^2$;

S — ход поршня, $м$.

Часть рабочего объема цилиндра, равная разности $\Delta V' = V_4 - V_м$, полезно не используется вследствие расширения газа из мертвого пространства (рис. 15), т. е. представляет собой потерю рабочего объема. Следовательно, при допущении, что давление в цилиндре равно номинальному $P_{вс}$, объем поступившего в цилиндр газа составляет $V'_{вс}$. Отношение объемов $V'_{вс}$ и V_h, отражающее влияние мертвого пространства на наполнение цилиндра, называется *объемным коэффициентом.*

$$\lambda_v = \frac{V'_{вс}}{V_h}. \qquad (I—55)$$

Давление газа P_a, заполняющего цилиндр к концу всасывания, как правило, ниже номинального $P_{вс}$. Давление $P_{вс}$ достигается лишь по ходу сжатия в точке *1*, причем $\Delta V'' = V'_{вс} - V''_{вс}$ составляет вторую потерю рабочего объема. Отношение объемов $V''_{вс}$ и $V'_{вс}$, отражающее влияние давления в конце всасывания на наполнение цилиндра, называется *коэффициентом давления*

$$\lambda_p = \frac{V''_{вс}}{V'_{вс}} = 1 - \frac{\Delta V''}{V'_{вс}}. \qquad (I—56)$$

Произведение коэффициента давления на объемный коэффициент называется *коэффициентом всасывания.*

$$\lambda_{вс} = \lambda_p \cdot \lambda_v. \qquad (I—57)$$

Он может быть определен непосредственно из индикаторной диаграммы как отношение $V''_{вс}$ к V_h.

$V''_{вс}$ представляет собой кажущийся объем всасываемого газа. Он всегда больше объема $V_{вс}$, определяемого по состоянию во всасывающем патрубке, так как газ, поступающий в цилиндр и расширившийся из мертвого пространства, в процессе всасывания нагревается. Кроме того, при всасывании происходит некоторое дросселирование газа, а увеличение его давления до первоначального также сопровождается повышением температуры. Отношение объемов $V_{вс}$ и $V''_{вс}$, отражающее влияние этих обстоятельств, называется *тепловым коэффициентом*

$$\lambda = \frac{V_{вс}}{V''_{вс}}. \qquad (I—58)$$

Учитывая зависимость (I—54) и выражения для λ_p, λ_v и λ_T, находим

$$\lambda_н = \lambda_p \lambda_v \lambda_T. \qquad (I—59)$$

Коэффициент давления λ_p. Потерю объема $\Delta V''$ находим из соотношения

$$\frac{V_ц - \Delta V''}{V_ц} = \left(\frac{P_a}{P_{вс}}\right)^{\frac{1}{n_1}} = \left(\frac{P_{вс} - \Delta P_a}{P_{вс}}\right)^{\frac{1}{n_1}},$$

где n_1 — показатель политропы в начале сжатия.

При малой величине ΔP_a

$$\frac{\Delta V''}{V_ц} = \frac{1}{n_1}\frac{\Delta P_a}{P_{вс}}.$$

Подставляя полученный результат в (I—56) и учитывая, что

$$V_ц = V_h + V_м = (1 + a)V_h,$$

где $V_м$ — объем мертвого пространства;

$a = \frac{V_м}{V_h}$ — его относительная величина, находим

$$\lambda_p = 1 - \frac{1 + a}{n_1 \cdot \lambda_v}\frac{\Delta P_a}{P_{вс}}.$$

При $a = 0{,}05 + 0{,}10$, $n_1 = 1{,}5$ (для двухатомных газов) и $\lambda_v = 0{,}8 \div 0{,}9$:

$$\lambda_p \approx 1 - (0{,}9 \div 0{,}8)\frac{\Delta P_a}{P_{вс}}. \qquad (I—60)$$

На величину λ_p влияют усилие пружины всасывающего клапана и колебание давления во всасывающем трубопроводе.

При излишне сильной пружине клапан преждевременно закрывается, давление к концу всасывания падает и, следовательно, коэффициент давления снижается.

Вследствие колебания давления во всасывающем трубопроводе в зависимости от положения фазы и амплитуды колебания к концу всасывания часто наблюдается повышение давления в цилиндре. При длинных трубопроводах оно столь значительно, что вызывает увеличение производительности компрессора до 10% и более. Однако при неблагоприятном положении фазы колебания возможны случаи, когда производительность снижается.

В первой ступени компрессора, если давление всасывания равно или близко к атмосферному, коэффициент давления $\lambda_p = 0{,}95 \div 0{,}98$; нижний предел для клапанов малого сечения или с очень сильными пружинами. Для промежуточных и последней ступеней многоступенчатого компрессора величина коэффициента давления близка к единице, и в расчетах допускают $\lambda_p = 1$.

Объемный коэффициент λ_v. Величина $V'_{вс}$ (рис. 15) равна разности

$$V'_{вс} = V_ц - V_4,$$

где объемы: $V_ц = V_h + V_м$ — цилиндра;
$V_м$ — мертвого пространства;
V_4 — газа после расширения из мертвого пространства до давления $P_{вс}$.

Расширение происходит политропически с переменным показателем n'. Для удобства расчетов кривую расширения условно заменяют политропой конечных параметров (рис. 16), с постоянным показателем m. Величину m выбирают из условия: при общей начальной точке политропа конечных параметров должна пересечь кривую действительного процесса в ее конечной точке. Для идеального газа объем

$$V_4 = V_м \left(\frac{P_c}{P_{вс}}\right)^{\frac{1}{m}} \approx V_м \left(\frac{P_н}{P_{вс}}\right)^{\frac{1}{m}},$$

где P_c — давление в конце нагнетания, приближенно равное номинальному давлению нагнетания $P_н$;
m — показатель политропы конечных параметров процесса расширения (соединяющей точки начала и конца процесса).

Обозначим отношение номинальных давлений через ε,

$$\varepsilon = \frac{P_н}{P_{вс}},$$

тогда

$$V_4 = V_м \varepsilon^{\frac{1}{m}}.$$

Таким образом

$$V'_{вс} = V_h + V_м - V_м \varepsilon^{\frac{1}{m}} = V_h - V_м (\varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1) = V_h [1 - a(\varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1)].$$

Подставляя этот результат в выражение (I—55), находим формулу объемного коэффициента для идеального газа:

$$\lambda_v = 1 - a(\varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1). \qquad (I—61)$$

При отсутствии сжатия, когда давление нагнетания равно давлению всасывания ($\varepsilon = 1$), объемный коэффициент $\lambda_v = 1$. С увеличением ε объемный коэффициент уменьшается. При достаточно высоком ε наступает момент, когда весь газ, сжатый в цилиндре до давления нагнетания, помещается в мертвом пространстве. Компрессор при этом прекратит нагнетание, а следовательно, и всасывание. На индикаторной диаграмме концы линий сжатия и расширения совпадут и объемный коэффициент станет равным нулю (рис. 18).

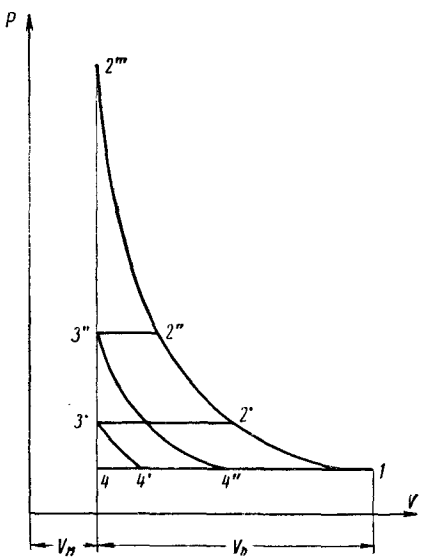


Рис. 18. Уменьшение объема всасываемого газа при увеличении давлений

Величину ε, при которой компрессор прекратит подачу, определяют из условия:

$$\lambda_v = 1 - a(\varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1) = 0,$$

откуда

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{a} + 1\right)^m.$$

Если, например, принять $a = 0{,}1$, т. е. 10%, и показатель политропы конечных параметров процесса расширения $m = 1{,}0$; 1,2 и 1,4, то соответствующие предельные значения ε, при которых прекращается подача газа, равны 11; 17,8 и 28,7.

В средних и крупных компрессорах при радиальном расположении всасывающих и нагнетательных клапанов на боковых стенках цилиндров относительные величины мертвых пространств ступеней низкого давления приблизительно равны 8%, а ступеней высокого давления достигают 12%. При использовании в ступенях низкого давления групповых клапанов, состоящих из нескольких

клапанов на общем седле, величина a возрастает до 15%. Устройством комбинированных клапанов (всасывающий и нагнетательный клапан в общем узле), размещенных в крышке цилиндра, можно уменьшить мертвое пространство до 5—7%. Величина мертвого пространства увеличивается со снижением скорости газа в клапанах и каналах, сообщающих клапаны с полостью цилиндра.

Показатель политропы конечных параметров процесса расширения зависит от давления всасывания ступени и показателя адиабаты сжимаемого газа. Ориентировочные его значения приведены в табл. 3.

Таблица 3

Показатель политропы конечных параметров в процессе расширения ($\varepsilon = 3 \div 4$)

Давление всасывания $P_{вс}$, *ата*	Значения m	
	при любом k	при $k = 1{,}4$
До 1,5	$1 + 0{,}50 \cdot (k - 1)$	1,2
Свыше 1,5 до 4	$1 + 0{,}62 \cdot (k - 1)$	1,25
» 4 » 10	$1 + 0{,}75 \cdot (k - 1)$	1,3
» 10 » 30	$1 + 0{,}88 \cdot (k - 1)$	1,35
» 30	$m = k$	1,4

Длительность периода расширения обратно пропорциональна числу оборотов компрессора. Поэтому в многооборотных компрессорах влияние теплообмена проявляется слабее, чем в малооборотных, и значения показателя m ближе к значениям k.

Объемный коэффициент реального газа определяют с учетом его сжимаемости. Обозначим коэффициенты сжимаемости в начале расширения через ξ_c и конце расширения через ξ_4. Тогда

$$\frac{P_c V_м}{\xi_c T_c} = \frac{P_4 V_4}{\xi_4 T_4}.$$

Следовательно, объем газа, расширяющегося из мертвого пространства,

$$V_4 = V_м \frac{\xi_4}{\xi_c} \frac{T_4}{T_c} \frac{P_c}{P_4}.$$

Учитывая, что $P_4 = P_{вс}$, и допуская, что в начале расширения давление газа в цилиндре равно номинальному давлению нагнетания и температура газа — ее величине в нагнетательном патрубке, т. е. $P_c = P_н$, $T_c = T_н$, и, следовательно, $\xi_c = \xi_н$, находим:

$$V_4 = V_м \frac{\xi_4}{\xi_н} \frac{T_4}{T_н} \frac{P_н}{P_{вс}}.$$

Но

$$\frac{P_н}{P_{вс}} = \varepsilon \quad \text{и} \quad \frac{T_н}{T_4} = \varepsilon^{\frac{m_T - 1}{m_T}},$$

где m_T — показатель температурной политропы конечных параметров процесса расширения.

Следовательно,

$$V_4 = V_м \frac{\xi_4}{\xi_н} \varepsilon^{\frac{1}{m_T}}.$$

Расширяющийся газ занимает часть рабочего объема цилиндра

$$V_м \frac{\xi_4}{\xi_н} \varepsilon^{\frac{1}{m_T}} - V_м = V_м \left(\frac{\xi_4}{\xi_н} \varepsilon^{\frac{1}{m_T}} - 1 \right).$$

Остальная часть объема цилиндра, заполняемая вновь поступающим газом,

$$V_{вс} = V_h - V_м \left(\frac{\xi_4}{\xi_н} \varepsilon^{\frac{1}{m_T}} - 1 \right).$$

Объемный коэффициент для реального газа

$$\lambda_v = 1 - a \left(\frac{\xi_4}{\xi_н} \varepsilon^{\frac{1}{m_T}} - 1 \right), \qquad (I—62)$$

где величина ξ_4 соответствует температуре T_4 в конце расширения:

$$T_4 = \frac{T_и}{\varepsilon^{\frac{m_T - 1}{m_T}}}.$$

Показатель m_T рекомендуется выбирать равным m для идеального газа (табл. 3). В ступенях высокого давления теплообмен между газом и стенками цилиндра влияет сравнительно мало ($T_4 \approx T_{вс}$; $\xi_4 \approx \xi_{вс}$ и $m_T = k_T$) и в этом случае

$$\lambda_v = 1 - a \left(\frac{\xi_{вс}}{\xi_н} \varepsilon^{\frac{1}{k_T}} - 1 \right), \qquad (I—63)$$

где k_T — температурный показатель адиабаты.

Тепловой коэффициент λ_T. Повышение температуры всасываемого газа происходит вследствие теплообмена, а также потери давления во всасывающем клапане. Когда давление в цилиндре достигает номинального давления всасывания, вся потеря работы

при всасывании, выраженная площадью индикаторной диаграммы под линией $P_{вс}$, переходит в тепло. Вызванное этим добавочное повышение температуры газа, возрастающее с увеличением сопротивления всасывающего клапана и скорости газа, составляет в ступенях низкого давления 3—10°С и высокого давления 1—3°С.

Ориентировочные значения теплового коэффициента находят в заштрихованной области на рис. 19, где λ_T выражено в зависимости от отношения давлений ε.

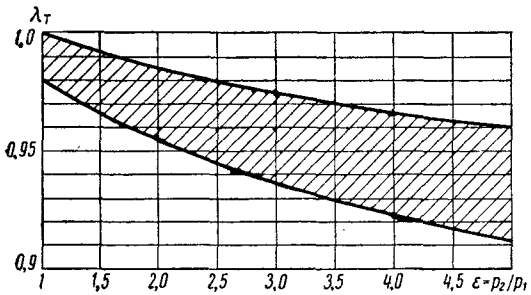


Рис. 19. Тепловой коэффициент λ_T в зависимости от ε

Значения λ_T у верхней границы заштрихованной области относятся к компрессорам большой производительности и быстроходным при условии хорошего охлаждения цилиндра и небольшого сопротивления всасывающих клапанов. Значения λ_T у нижней границы относятся к компрессорам тихоходным малой производительности и с воздушным охлаждением.

При сжатии водорода, азотоводородной смеси и других газовых смесей с преобладающим содержанием водорода значения λ_T рекомендуется несколько снижать, так как высокая теплопроводность этого газа способствует теплообмену. Для многоатомных газов с невысоким показателем адиабаты и, соответственно, более низкой температурой нагнетания, значения λ_T следует выбирать более высокими.

При конструировании цилиндра и крышек перегородки, разделяющие всасывающие и нагнетательные полости, предусматривают охлаждаемыми, во избежание интенсивного подвода тепла к всасываемому газу.

Индикаторная мощность ступени

Мощность, затрачиваемую в действительном цикле, называют индикаторной. Ее величину находят индицированием рабочих полостей ступени либо расчетом. Первый способ точнее. Вторым пользуются при проектировании.

При индицировании среднее индикаторное давление

$$p_{инд} = m_p \cdot \frac{f_{инд}}{s_{инд}} \ кГ/см^2, \qquad (I—64)$$

где m_p — масштаб давления, $кГ/см^2/см$;

$f_{инд}$ — площадь индикаторной диаграммы, $см^2$;

$s_{инд}$ — длина индикаторной диаграммы, $см$.

Индикаторная мощность ступени одинарного действия (отдельной полости цилиндра)

$$N_{инд} = 10^4 p_{инд} FSn \ кГм/мин.$$

или

$$N_{инд} = \frac{10^4}{60 \cdot 102} p_{инд} FSn = 1{,}634 p_{инд} FSn \ квт, \qquad (I—65)$$

где F — площадь поршня, $м^2$;

S — ход поршня, $м$;

n — число оборотов вала компрессора в минуту.

В случае ступени двойного действия или нескольких цилиндров параллельного действия индикаторную мощность находят как сумму индикаторных мощностей по полостям.

При определении индикаторной мощности расчетом площадь диаграммы делят на три части линиями номинальных давлений всасывания $P_{вс}$ и нагнетания $P_и$ (рис. 20). Индикаторную работу $L_{инд}$ находят как сумму работ: $L_{ном}$ — номинальной индикаторной и $\Delta L_{вс}$ и $\Delta L_н$ — затрачиваемых на преодоление сопротивлений при всасывании и нагнетании:

$$L_{инд} = L_{ном} + \Delta L_{вс} + \Delta L_н. \qquad (I—66)$$

Заменяя $\Delta L_{вс}$ и $\Delta L_н$ суммарной величиной ΔL, получим:

$$L_{инд} = L_{ном} + \Delta L. \qquad (I—67)$$

Номинальная индикаторная работа $L_{ном}$ выражается площадью *1—2—3—4*, равной разности:

пл. (*1—2—3—4*) = пл. (*1—2—3′—4′*) — пл. (*3—4—4′—3′*), где площадь (*1—2—3′—4′*) представляет собой работу $\int_1^2 V dp$, затрачиваемую в теоретическом цикле подачи газа в область высокого давления, а площадь (*3—4—4′—3′*) — работу $\int_3^4 -V dp$, получаемую в теоретическом цикле возврата газа в область низкого давления.

Положение на диаграмме точек *1* и *3*, соответствующих началу сжатия и расширения, определяется давлениями P_a и P_c в конце всасывания и нагнетания, которые, в свою очередь, зависят от колебаний давления в трубопроводах и поэтому не могут быть заданы с достаточной точностью. В расчете $L_{ном}$ их величины при-

нимают равными номинальным давлениям $P_{вс}$ и $P_{н}$, что в большинстве случаев дает запас работы до 2—3%. Допускаемая при этом погрешность выражается смещением кривых сжатия и расширения в положение, показанное пунктиром на индикаторной диаграмме (рис. 20).

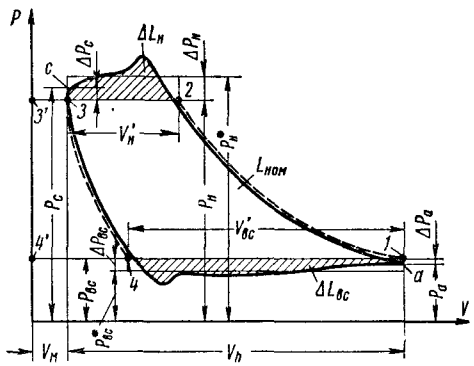


Рис. 20. Номинальная индикаторная работа $L_{ном}$ и потери $\Delta L_{вс}$ и $\Delta L_{н}$

Действительные процессы сжатия и расширения, как было отмечено, протекают по политропам с переменным показателем, величина которого в начале процесса выше, а в конце ниже показателя адиабаты: кривые сжатия и расширения пересекаются с адиабатами, проведенными из общих начальных точек *1* и *3* (рис. 16).

Полагая, что заштрихованные площадки, лежащие по обе стороны адиабат, равны друг другу, можно приближенно считать, что сжатие и расширение протекает по этим кривым. При идеальном газе с показателем адиабаты k, учитывая, что при расширении

$$V = V_3\left(\frac{P_3}{P}\right)^{\frac{1}{k}},$$

находим

$$\int_3^4 -VdP = V_3P_3^{\frac{1}{k}}\int_3^4 -\frac{dP}{P^{\frac{1}{k}}} = \frac{V_3P_3^{\frac{1}{k}}}{1-\frac{1}{k}}\left(P_3^{\frac{k-1}{k}} - P_4^{\frac{k-1}{k}}\right) =$$

$$= P_3V_3\frac{k}{k-1}\left(1-\frac{1}{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}}\right) = P_нV_3\cdot\frac{k}{k-1}\cdot\left(1-\varepsilon^{-\frac{k-1}{k}}\right).$$

Далее, из выражения (I—33)

$$\int_1^2 VdP = P_{вс}V_1\frac{k}{k-1}\left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}-1\right).$$

Следовательно,

$$L_{ном} = P_{вс}V_1\frac{k}{k-1}\left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}-1\right) - P_иV_3\frac{k}{k-1}\left(1-\varepsilon^{-\frac{k-1}{k}}\right).$$

Заменяя

$$V_1 = V_h + V_м = (a+1)V_h \quad и \quad V_3 = V_м = aV_h,$$

где a — относительная величина мертвого пространства, и подставляя $P_и = \varepsilon P_{вс}$, находим:

$$L_{ном} = P_{вс}V_h\left[(1+a)\frac{k}{k-1}\left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}-1\right) - a\cdot\frac{k}{k-1}\varepsilon^{\frac{1}{k}}\left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}-1\right)\right] =$$

$$= P_{вс}V_h\left[1-a\left(\varepsilon^{\frac{1}{k}}-1\right)\right]\cdot\frac{k}{k-1}\left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}-1\right).$$

Обозначая выражение в квадратных скобках через $\lambda_{v\,ад}$:

$$\lambda_{v\,ад} = 1 - a\left(\varepsilon^{\frac{1}{k}}-1\right), \qquad (I—68)$$

где $\lambda_{v\,ад}$ — объемный коэффициент при условии адиабатического расширения, находим:

$$L_{ном} = P_{вс}V_h\lambda_{v\,ад}\frac{k}{k-1}\left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}-1\right) \ кГм. \qquad (I—69)$$

Если $P_a = P_{вс}$, то $\lambda_p = 1$. Тогда, согласно (I—54) и (I—59), $V_h = \frac{V_{вс}}{\lambda_v\lambda_T}$ и

$$L_{ном} = P_{вс}V_{вс}\cdot\frac{\lambda_{v\,ад}}{\lambda_v\cdot\lambda_T}\cdot\frac{k}{k-1}\left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}-1\right) \ кГм. \qquad (I—69а)$$

У ступеней высокого давления показатель политропы конечных параметров в процессе расширения $m = k$, и потому $\lambda_v = \lambda_{v\,ад}$. При этом

$$L_{ном} = \frac{P_{вс}\cdot V_{вс}}{\lambda_T}\cdot\frac{k}{k-1}\left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}-1\right) \ кГм. \qquad (I—70)$$

При определении номинальной индикаторной мощности рабочий объем V_h в (I—69) заменяется минутным рабочим объемом $\bar{V}_h = nV_h$, где n — число оборотов вала компрессора в минуту.
Тогда

$$N_{ном} = P_{вс}\bar{V}_h\lambda_{v\,ад}\cdot\frac{k}{k-1}\left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}-1\right) \ кГм/мин \qquad (I—71)$$

или

$$N_{ном} = 1{,}634p_{вс}\bar{V}_h\lambda_{v\,ад}\cdot\frac{k}{k-1}\left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}-1\right) \ квт, \qquad (I—71а)$$

где $\bar{V}_h$ — рабочий объем, $м^3/мин$;
$P_{вс}$ и $p_{вс}$ — давление всасывания, соответственно $кГ/м^2$ и *ата*.

При расчете по минутному объему всасываемого газа $\overline{V}_{вс} = nV_{вс}$ $м^3/мин$,

$$N_{ном} = 1{,}634 p_{вс} \overline{V}_{вс} \frac{\lambda_{v\,ад}}{\lambda_v \lambda_T} \frac{k}{k-1} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) квт. \qquad (I—72)$$

Рассуждая аналогично, в общем случае реального газа

$$N_{ном} = 1{,}634 \frac{p_{вс} \overline{V}_h \lambda_{v\,ад}}{\xi_{вс}} \left[\frac{k_T}{k_T - 1} \left(\varepsilon^{\frac{k_T - 1}{k_T}} - 1\right) + \frac{273}{T_{вс}} \Delta B_{ад}\right] квт, \quad (I—73)$$

и в частном случае для ступеней высокого давления, где расширение газа протекает по адиабате,

$$N_{ном} = 1{,}634 \frac{p_{вс} \cdot \overline{V}_{вс}}{\xi_{вс} \cdot \lambda_T} \left[\frac{k_T}{k_T - 1} \left(\varepsilon^{\frac{k_T - 1}{k_T}} - 1\right) + \frac{273}{T_{вс}} \Delta B_{ад}\right] квт, \quad (I—74)$$

где k_T — температурный показатель адиабаты;

$\xi_{вс}$ — коэффициент сжимаемости газа в условиях всасывания;

$T_{вс}$ — абсолютная температура всасываемого газа, °К;

$\Delta B_{ад}$ — показатель избытка работы в адиабатическом цикле.

Из уравнения (I—69 а) следует, что при заданном $V_{вс}$ расход энергии пропорционален отношению объемных коэффициентов $\frac{\lambda_{v\,ад}}{\lambda_v}$, которое заметно выше единицы только для ступеней низкого давления. Коэффициент λ_T сильнее отражается на расходе энергии: при низком λ_T компрессор менее экономичен, чем при низком λ_v.

Во всех случаях равенства показателей политропы в процессах сжатия и расширения, как и для частного случая (уравнение I—70), формула номинальной индикаторной работы отличается от выражения для работы в теоретическом цикле тем, что начальным является объем $V_{вс}$, увеличенный соответственно повышению температуры газа при всасывании. Объем мертвого пространства на величину номинальной мощности в этих случаях не влияет. Иными словами, наличие мертвого пространства не отражается на удельном, отнесенном к количеству газа, расходе индикаторной мощности. Однако приходится увеличивать размеры цилиндра, при этом возрастают потери на трение поршня и механизма движения, т. е. снижается механический к. п. д. Таким образом, и в случае равенства показателей политропы мертвое пространство снижает экономичность компрессора. Кроме того, при большом мертвом пространстве увеличиваются вес и стоимость машины.

Величины $\Delta L_{вс}$ и $\Delta L_н$ зависят от сопротивления всасывающего и нагнетательного клапанов, холодильника, маслоотделителя и примыкающих к ним трубопроводов.

В начале проектирования форма и размеры этих узлов газового тракта еще не известны и поэтому принимают средние статистические данные о потерях давления, основанные на результатах испытаний крупных многоступенчатых компрессоров [1]. Эти величины определялись по индикаторным диаграммам как разность между средним давлением нагнетания одной ступени и всасывания следующей.

Относительные потери давления между ступенями высокого давления меньше, чем между ступенями низкого давления. Например, средние потери давления между первой и второй ступенями составили около 17% от давления всасывания второй ступени, между третьей и четвертой ступенями — 9%, а пятой и шестой — 6% от давления всасывания следующей ступени. Это объясняется меньшими скоростями газа, допускаемыми для высоких ступеней.

Средние величины относительных потерь давления, полученные при испытаниях,

$$\delta = \frac{0{,}24}{p^{0.3}}. \qquad (I—75)$$

Относительная потеря давления на пути газа из любой i-той ступени в следующую

$$\delta = \frac{p^*_{н\,i} - p^*_{вс\,i+1}}{p},$$

где p — промежуточное давление во всасывающем патрубке следующей ступени, *ата*;

$p^*_{н\,i}$ — среднее давление нагнетания i-той ступени, *ата*;

$p^*_{вс\,i+1}$ — среднее давление всасывания $(i+1)$-той ступени, *ата* (рис. 20).

Величина δ представляет собой сумму

$$\delta = \delta_{н\,i} + \delta_{вс\,i+1},$$

где $\delta_{н\,i} = \frac{p^*_{н\,i} - p}{p}$ — относительная потеря давления при нагнетании из предыдущей ступени;

$\delta_{вс\,i+1} = \frac{p - p_{вс\,i+1}}{p}$ — относительная потеря давления при всасывании в следующую ступень.

Зависимость значений $\delta_{вс}$ и $\delta_н$ от номинального давления p, при котором происходит соответственно всасывание или нагнетание в любую ступень, приведена на рис. 21. Величина $\delta_{вс}$, учитывающая потерю давления только во всасывающем клапане, принята равной 0,3δ. Величина $\delta_н$, учитывающая потерю давления в нагнетательном клапане, а также в холодильнике, маслоотделителе и при-

мыкающих к ним трубопроводах, принята равной 0,7δ. Кривые $\delta_{вс}$ и $\delta_н$ (сплошные линии) соответствуют δ по формуле (I—75).

В ступенях низкого давления относительные потери давления выше, чем в ступенях высокого давления, поэтому можно достигнуть большего их снижения. При проектировании новых компрессоров повышенной экономичности рекомендуется величину δ определять по формуле

$$\delta = \frac{0{,}15}{p^{0{,}25}}. \qquad (I—76)$$

Кривые $\delta_{вс}$ и $\delta_н$, показанные на графике пунктиром, соответствуют формуле (I—76).

График (рис. 21) построен для воздуха и газов, близких к нему по удельному весу. При пользовании графиком для других газов следует вводить поправку на изменение удельного веса; если величина удельного веса газа учтена при выборе проходных сечений в клапанах и коммуникации, то потеря давления изменяется не пропорционально отношению удельных весов, а меньше.

Как видно из рис. 20, величина работы, затрачиваемой на преодоление сопротивления при всасывании,

$$\Delta L_{вс} = \Delta P_{вс} V'_{вс} \qquad (I—77)$$

и при нагнетании

$$\Delta L_н = \Delta P_н V'_н, \qquad (I—78)$$

где $\Delta P_{вс} = \delta_{вс} P_{вс}$ и $\Delta P_н = \delta_н P_н$ — средние потери давления на участках всасывания и нагнетания, $кГ/м^2$;

$V'_{вс}$ и $V'_н$ — объемы газа, всасываемого и нагнетаемого, определяемые по состоянию внутри цилиндра, $м^3$.

Полагаем, что $V'_{вс} = V_h \lambda_v$. При этом

$$\Delta L_{вс} = \delta_{вс} P_{вс} V_h \lambda_v \ кГм. \qquad (I—79)$$

Для определения работы $\Delta L_н$ при нагнетании учитываем, что $V'_н \approx V'_{вс} \varepsilon^{-\frac{1}{k}}$, где $\varepsilon = \frac{P_н}{P_{вс}}$. Тогда из уравнения (I—78)

$$\Delta L_н = \delta_н P_н V'_{вс} \varepsilon^{-\frac{1}{k}} = \delta_н P_{вс} V_h \lambda_v \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} \ кГм. \qquad (I—80)$$

Суммарная потеря индикаторной работы

$$\Delta L = \Delta L_{вс} + \Delta L_н = P_{вс} V_h \lambda_v (\delta_{вс} + \delta_н \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}) \ кГм. \qquad (I—81)$$

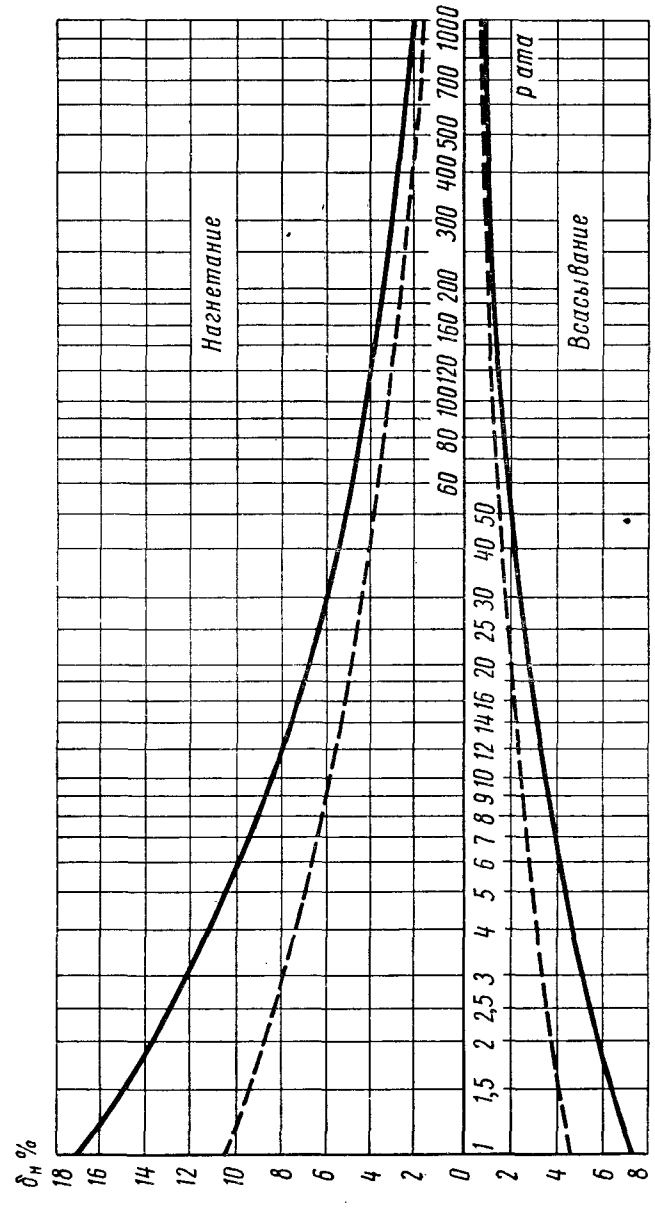


Рис. 21. Относительные потери давления при всасывании $\delta_{вс}$ и нагнетании $\delta_н$ по средним данным (сплошные линии) и по сниженным значениям (пунктирные линии)

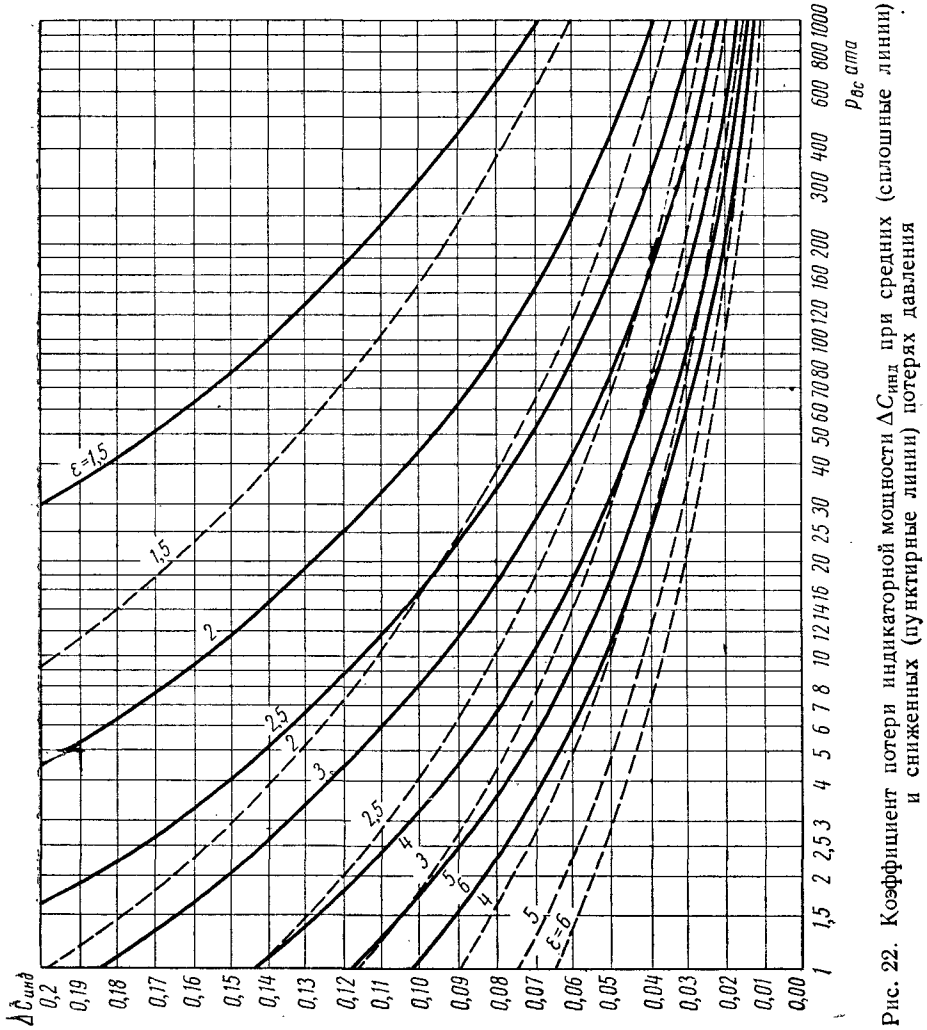


Рис. 22. Коэффициент потери индикаторной мощности $\Delta C_{инд}$ при средних (сплошные линии) и сниженных (пунктирные линии) потерях давления

Вводим обозначения

$$\frac{\Delta L}{L_{ном}} = \frac{\Delta N}{N_{ном}} = \Delta C_{инд}, \qquad (I—82)$$

где $\Delta C_{инд}$ — коэффициент потери индикаторной мощности.

$$\Delta N = \Delta C_{инд} N_{ном}, \qquad (I—83)$$

отсюда

$$N_{инд} = N_{ном} + \Delta N = (1 + \Delta C_{инд}) N_{ном}. \qquad (I—84)$$

Значения коэффициента $\Delta C_{инд}$ на рис. 22 даны в зависимости от номинального давления $p_{вс}$ и отношения давлений ε ступени. График соответствует величинам $\delta_{вс}$ и $\delta_{н}$ на рис. 21; сплошные кривые относятся к компрессорам средней экономичности, а пунктирные — повышенной. В величинах $\Delta C_{инд}$ не учтено отклонение сжимаемости реального газа; процессы сжатия и расширения протекают по адиабате. Относительное мертвое пространство

$$a = 0{,}1.$$

Коэффициент потери индикаторной мощности $\Delta C_{инд}$ наиболее велик для ступеней низкого давления и при малых ε.

В теоретических исследованиях многоступенчатого сжатия применим способ приближенного определения $L_{инд}$ и $N_{инд}$.

Расчет ведут по формулам для номинальной работы или мощности, но потери давления в процессах всасывания и нагнетания учитывают условным повышением давления нагнетания, выбираемым так, чтобы отношение давлений

$$\varepsilon' = \varepsilon (1 + \delta_{вс} + \delta_{н}), \qquad (I—85)$$

где $\varepsilon = \frac{P_{н}}{P_{вс}}$ — отношение номинальных давлений;

$\delta_{вс}$ и $\delta_{н}$ — относительные потери давления всасывания и нагнетания.

Расчетные формулы индикаторной работы:

идеальный газ

$$L_{инд} = \frac{P_{вс} V_{вс}}{\lambda_T} \frac{k}{k-1} (\varepsilon'^{\frac{k-1}{k}} - 1) \ кГм, \qquad (I—86)$$

реальный газ

$$L_{инд} = \frac{P_{вс} V_{вс}}{\xi_{вс} \lambda_T} \left[\frac{k_T}{k_T - 1} (\varepsilon'^{\frac{k_T - 1}{k_T}} - 1) + \frac{273}{T_{вс}} \Delta B_{ад} \right] кГм, \qquad (I—87)$$

где $P_{вс}$ — номинальное давление всасываемого газа, $кГ/м^2$;
$T_{вс}$ — номинальная его температура, °К;
$V_{вс}$ — объем газа, всасываемого за один цикл при $P_{вс}$ и $T_{вс}$, $м^3$;
$\xi_{вс}$ — коэффициент сжимаемости по состоянию газа во всасывающем патрубке ступени;
$\Delta B_{ад}$ — показатель избытка работы в адиабатическом цикле, определяемый по номинальным давлениям и температурам.

Соответственно, индикаторная мощность:
идеальный газ

$$N_{инд} = 1{,}634 \frac{p_{вс} \cdot \bar{V}_{вс}}{\lambda_T} \cdot \frac{k}{k-1} (\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1) \ квт, \qquad (I—88)$$

реальный газ

$$N_{инд} = 1{,}634 \frac{p_{вс} \cdot \bar{V}_{вс}}{\xi_{вс}\lambda_T} \left[\frac{k_T}{k_T - 1} (\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1) + \frac{273}{T_{вс}} \Delta B_{ад} \right] \ квт, \qquad (I—89)$$

где $p_{вс}$ — номинальное давление всасывания, *ата*;
$\bar{V}_{вс}$ — расход газа, $м^3/мин$.

Погрешность формул (I—86 и I—89) обычно не превышает 2—3%.

Многоступенчатое сжатие

Многоступенчатый теоретический цикл. При одноступенчатом сжатии с ростом отношения давлений адиабата все более отклоняется от изотермы. Самое тщательное охлаждение цилиндра существенно не приближает процесс сжатия к изотермическому.

Для уменьшения затрачиваемой работы при высоком отношении конечного давления к начальному сжатие газа разбивают на отдельные ступени. Газ, сжатый в первой ступени до некоторого промежуточного давления, направляют в холодильник, затем сжимают во второй ступени, имеющей меньший объем цилиндра; если двух ступеней недостаточно, газ снова охлаждают и направляют в третью ступень и т. д.

Отличительной особенностью многоступенчатого теоретического цикла (рис. 23) от одноступенчатого является ступенчатое сжатие газа; адиабатическое или политропическое сжатие в цилиндрах чередуется с изобарическим сжатием в промежуточных холодильниках. Процесс многоступенчатого сжатия в V, P- и s, T-диаграммах представлен на рис. 23.

В двухступенчатом цикле (рис. 24) в первой ступени газ сжимают до промежуточного давления P (адиабата *1—2*), затем охлаждают при постоянном давлении до первоначальной температуры,

при этом объем газа уменьшается на величину, представленную отрезком *2—1'*.

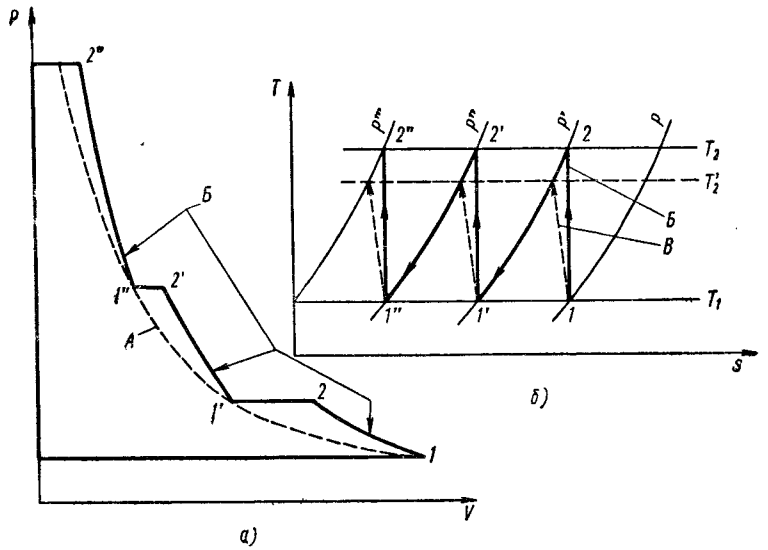


Рис. 23. Теоретический многоступенчатый цикл:
а — в V, P-диаграмме; *б* — в s, T-диаграмме; *А* — изотерма, *Б* — аднабата, *В* — политропа

Во второй ступени сжатие начинается от давления P, но благодаря промежуточному охлаждению точка начала сжатия возвращается на исходную изотерму *1—1'*. Сжатие происходит по адиабате *1'—2'*. Экономия работы при переходе от одноступенчатого сжатия к двухступенчатому определяется заштрихованной площадью *2—2'''—2'—1'*.

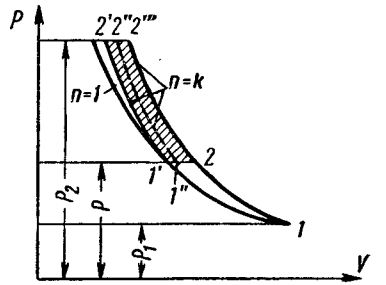


Рис. 24. Двухступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением

Преимуществами многоступенчатого сжатия являются:

а) экономия в работе;

б) снижается температура нагнетания. Как известно, температура нагнетания $T_н$ зависит от температуры всасывания $T_{вс}$ и отношения давлений ε: $T_н = T_{вс}\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}$. При высоком отношении давлений температура в цилиндре может достигнуть нежелательной

и даже недопустимой величины — начинается разложение масла, вызывающее увеличение износа трущихся поверхностей. В воздушных компрессорах возникает, кроме того, опасность воспламенения и взрыва масляного нагара, накапливающегося в цилиндре и трубопроводах;

в) значительно уменьшается величина поршневых сил. В одноступенчатом компрессоре высокое конечное давление создает большую поршневую силу. В многоступенчатом компрессоре это давление действует на поршень меньшего размера и создает поршневую силу, которая даже в сумме с силами, возникающими на остальных ступенях, значительно меньше, чем в первом случае;

г) увеличивается объемный коэффициент. С ростом отношения давлений увеличивается объем, занимаемый расширившимся из мертвого пространства газом, что ухудшает наполнение цилиндра. Если отношение давлений достаточно велико, то производительность компрессора может снизиться до нуля. Увеличение числа ступеней вызывает снижение отношения давлений в каждой из них, и объемный коэффициент возрастает.

При выборе числа ступеней учитывают все эти обстоятельства, однако, в первую очередь стремятся повысить экономичность компрессора. Лишь для малых машин или предназначенных для кратковременного действия вопрос экономии энергии часто не является решающим.

Распределение сжатия. Работа в двухступенчатом теоретическом цикле равна сумме работ в циклах первой и второй ступеней. При начальном давлении всасывания P_1, конечном давлении нагнетания P_2 и промежуточном давлении P для идеального газа и сжатии по адиабате, суммарная работа

$$l = P_1V_1 \frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] + PV \frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right].$$

Охлаждение после первой ступени до первоначальной температуры возвращает параметры газа на исходную изотерму. Следовательно,

$$PV = P_1V_1$$

и

$$l = P_1V_1 \frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} + \left(\frac{P_2}{P}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 2\right].$$

Для определения наиболее выгодного промежуточного давления, при котором работа l минимальна, приравниваем нулю первую производную l по P:

$$\frac{dl}{dP} = \frac{d}{dP}\left[\left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} + \left(\frac{P_2}{P}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 2\right] = 0,$$

или

$$\frac{k-1}{k} P_1^{-\frac{k-1}{k}} P^{-\frac{1}{k}} - \frac{k-1}{k} P_2^{\frac{k-1}{k}} P^{-\frac{2k-1}{k}} = 0,$$

откуда

$$P^{2\frac{k-1}{k}} = P_1^{\frac{k-1}{k}} \cdot P_2^{\frac{k-1}{k}}$$

и, окончательно,

$$P^2 = P_1 \cdot P_2.$$

Из последнего равенства

$$\frac{P}{P_1} = \frac{P_2}{P}, \qquad \text{(I—90)}$$

т. е. работа в двухступенчатом цикле минимальна при равенстве отношений давлений по ступеням.

Перемножив обе части равенства (I—90), получим

$$\frac{P}{P_1} \cdot \frac{P_2}{P} = \frac{P_2}{P_1},$$

откуда

$$\frac{P}{P_1} = \frac{P_2}{P} = \sqrt{\frac{P_2}{P_1}}, \qquad \text{(I—91)}$$

т. е. для достижения минимума работы отношение давлений в каждой ступени двухступенчатого компрессора должно быть равно квадратному корню из общего отношения давлений.

Аналогичную зависимость можно получить для распределения сжатия при любом числе ступеней и показать, что в z-ступенчатом компрессоре минимальному расходу работы соответствует условие:

$$\frac{P'}{P_1} = \frac{P''}{P'} = \frac{P'''}{P''} = \ldots = \frac{P_2}{P^{(z-1)}} = \sqrt[z]{\frac{P_2}{P_1}}, \qquad \text{(I—92)}$$

т. е. для всех ступеней наиболее выгодным является отношение давлений, равное корню z-той степени из общего отношения давлений. При соблюдении такого условия величина работ сжатия ступеней одинакова.

Вывод о минимуме работы при равенстве отношений давлений по ступеням для идеальных газов практически применим и для реальных. Лишь при сжатии многоатомных газов с высокой критической температурой и паров, у которых в области средних давлений вследствие больших отклонений сжимаемости снижаются объемы, задачу о наиболее экономичном распределении сжатия решают путем подбора промежуточных давлений.

В случае реального газа равенство отношений давлений по ступеням компрессора уже не означает равенства затрачиваемых работ. В ступенях высокого давления расходуемая работа часто оказывается значительно большей, чем в ступенях низкого или среднего давлений.

Равенство отношений давлений во всех ступенях компрессора не только снижает суммарные затраты работы. Температуры нагнетания в этом случае тоже равны по ступеням и более низки, чем при разных отношениях давлений.

Пример 4. Определить величину работы на 1 $м^3$ воздуха в различных циклах компрессора при начальном давлении 1 *ата* и конечном 10 *ата*.

1. Одноступенчатый адиабатический цикл:
по формуле (I—33)

$$L = 35000 \cdot p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0{,}286} - 1\right] = 35000\,(10^{0{,}286} - 1) = 32600 \ кГм.$$

2. Двухступенчатый адиабатический цикл:
отношение давлений в каждой из ступеней по формуле (I—91)

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \sqrt{10} = 3{,}16,$$

следовательно, работа

$$L = 2 \cdot 35000\,(3{,}16^{0{,}286} - 1) = 27300 \ кГм.$$

3. Двухступенчатый адиабатический цикл при условии сжатия в первой ступени от 1 до 4 *ата* и во второй — от 4 до 10 *ата*:

$$\varepsilon_1 = 4 \quad \text{и} \quad \varepsilon_2 = \frac{10}{4} = 2{,}5;$$

$$L = 35000\,(4^{0{,}286} - 1) + 35000 \cdot (2{,}5^{0{,}286} - 1) = 27550 \ кГм.$$

4. Трехступенчатый адиабатический цикл:

$$\varepsilon = \sqrt[3]{10} = 2{,}15;$$

$$L = 3 \cdot 35000 \cdot (2{,}15^{0{,}286} - 1) = 25800 \ кГм.$$

5. Изотермический цикл:

$$L_{из} = 10000\, p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = 10000 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \ln 10 = 23000 \ кГм.$$

Из сопоставления результатов видно, что с увеличением числа ступеней работа многоступенчатого цикла уменьшается, приближаясь к работе изотермического цикла.

В двухступенчатом адиабатическом цикле при условиях, указанных в случае 3, вследствие неравенства отношений давлений величина работы получилась несколько большей, чем в случае 2. Однако при небольшом различии в отношениях давлений увеличение работы невелико, поэтому его допускают, если это оправдывается другими обстоятельствами.

В действительном компрессоре на пути газа между ступенями сжатия наблюдаются потери давления. Относительная величина этих потерь между ступенями низкого давления больше, чем между ступенями высокого давления. Иначе говоря, с ростом промежуточных давлений относительные величины межступенчатых потерь уменьшаются. Следовательно, если перераспределить отношение давлений между ступенями компрессора, увеличив их в ступенях низкого давления и уменьшив в ступенях высокого давления, то возрастут промежуточные давления и снизятся потери энергии при перетекании газа из ступени в ступень и, следовательно, мощность компрессора.

Распределение сжатия с учетом различия потерь давления между ступенями определяется по номограмме (рис. 25), при построении которой использована формула (I—76).

Номограмма дана для двухатомного газа ($k = 1{,}4$) и начального давления $p_{вс} = 1$ *ата*. Для определения промежуточных давлений между ступенями компрессора следует найти точку пересечения горизонтали, соответствующей конечному давлению, с наклонной z, отвечающей выбранному числу ступеней, и опустить через эту точку вертикаль. Точки пересечения вертикали с наклонными линиями z, лежащими ниже, соответствуют промежуточным давлениям.

Пример 5. Определить промежуточные давления шестиступенчатого компрессора. Конечное давление: 200 + 1 = 201 *ата*.

Таблица 4

Давления в шестиступенчатом компрессоре на 200 $кГ/см^2$, найденные по номограмме (рис. 25) и формуле (1—92)

Ступень	По номограмме (рис. 25)		По формуле (I — 92)	
	номинальное давление нагнетания, *ата*	отношение давлений	отношение давлений	номинальное давление нагнетания, *ата*
I	2,73	2,73	2,42	2,42
II	7,00	2,56	2,42	5,86
III	17,0	2,44	2,42	14,17
IV	40,0	2,35	2,42	34,3
V	91,0	2,27	2,42	83,0
VI	201,0	2,21	2,42	201,0

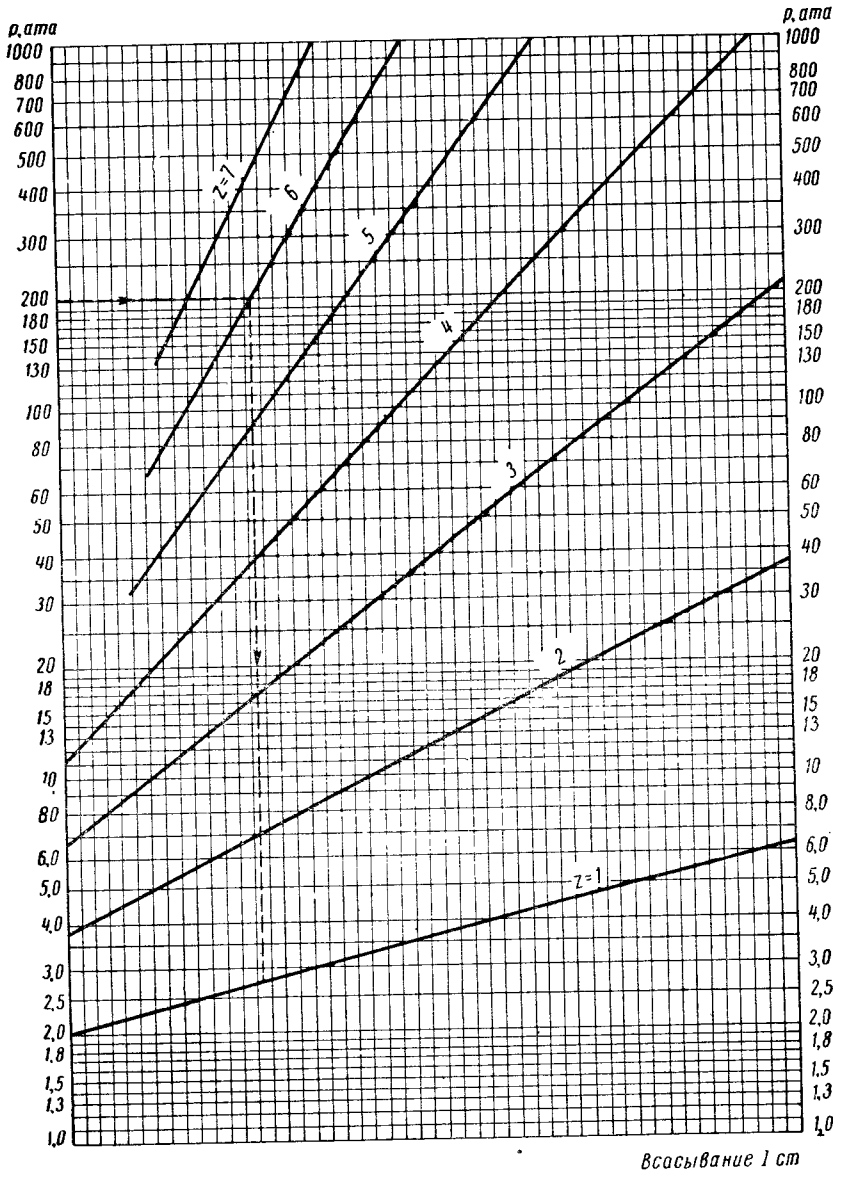


Рис. 25. Номограмма для выбора промежуточных давлений

Ход расчета показан по номограмме пунктиром. Найденные давления и их отношения указаны в табл. 4. Для сопоставления в таблице приведены величины, соответствующие условию равенства отношений давлений по ступеням.

По номограмме отношения давлений в ступенях уменьшаются от первой ступени к последней. При этом повышается экономичность, достигаются эксплуатационные преимущества. В ступенях высокого давления охлаждение цилиндров мало эффективно, вследствие чего показатель политропы сжатия и, следовательно, температуры в цилиндрах выше, чем в ступенях низкого давления. Понижение отношения давлений в ступенях высокого давления приводит к снижению температуры в цилиндрах, улучшает условия смазки и повышает надежность машины.

Выбор оптимального числа ступеней компрессора. При выборе числа ступеней компрессоров средней и большой производительности исходят из того, что отношение давлений в каждой ступени не должно превышать $\varepsilon = 4$. При таком отношении давлений температуры, возникающие в цилиндрах компрессора, не слишком высоки и обеспечивается надежная смазка цилиндров. Только в небольших компрессорах с благоприятными условиями охлаждения и в некоторых специальных компрессорах допускают более высокие отношения давлений в ступенях.

В практике компрессоростроения встречаются различные соотношения между числом ступеней и конечным давлением. В выполненных компрессорах пределы конечного ($кГ/см^2$) давления в зависимости от числа ступеней следующие:

одна	до 7
две	5—30
три	13—150
четыре	35—400
пять	150—1000
шесть	200—1100
семь	450—1100

При увеличении числа ступеней компрессора его теоретический цикл все более приближается к изотермическому, но дополнительная экономия работы, достигаемая введением новой ступени, снижается. Устройство же каждой новой ступени сопряжено с усложнением конструкции и дополнительными затратами работы, вследствие потерь давления в клапанах и в добавочной межступенчатой коммуникации. Выбор оптимального числа ступеней производят с учетом этих противоположных обстоятельств.

Анализ влияния числа ступеней на мощность может быть сделан с помощью изотермического индикаторного к. п. д.

$$\eta_{из.\,инд} = \frac{L_{из}}{\Sigma L_{инд}}, \qquad (I—93)$$

где $L_{из}$ — работа в изотермическом цикле, не зависящая от числа ступеней;

$\Sigma L_{инд}$ — суммарная индикаторная работа в многоступенчатом компрессоре.

Для выражения $L_{из}$ воспользуемся формулой

$$L_{из} = P_{вс1} \cdot V_{вс1} \cdot \ln \varepsilon_к,$$

где $P_{вс1}$ и $V_{вс1}$ — давление и объем поступающего газа по состоянию во всасывающем патрубке цилиндра первой ступени;

$\varepsilon_к$ — отношение конечного давления в компрессоре к начальному.

Используя уравнение (I—86) для определения суммарной индикаторной работы z-ступенчатого компрессора с равными отношениями давлений в ступенях ($\varepsilon = \sqrt[z]{\varepsilon_к}$) и учитывая неполное промежуточное охлаждение газа, получим:

$$\Sigma L_{инд} = \frac{P_{вс1} \cdot V_{вс1}}{\lambda_T} \cdot \frac{k}{k-1} \left\{ (\varepsilon_1'^{\frac{k-1}{k}} - 1) + \frac{T_{вс2}}{T_{вс1}} [(\varepsilon_2'^{\frac{k-1}{k}} - 1) + (\varepsilon_3'^{\frac{k-1}{k}} - 1) + \ldots + (\varepsilon_z'^{\frac{k-1}{k}} - 1)] \right\},$$

где k — показатель адиабаты;

λ_T — тепловой коэффициент;

$\varepsilon' \approx \varepsilon (1 + \delta_{вс} + \delta_н)$ — отношение давлений в ступенях компрессора с учетом потерь;

$T_{вс1}$ — абсолютная температура газа перед первой ступенью;

$T_{вс2}$ — абсолютная температура газа перед каждой из следующих ступеней;

$\delta_{вс}$ и $\delta_н$ — относительные потери давлений всасывания и нагнетания.

Зависимость величины $\eta_{из.инд}$ от конечного давления при различном числе ступеней показана на рис. 26. График построен для двухатомного газа ($k = 1{,}4$) при начальном давлении 1 *ата* и температурах $T_{вс1} = 300$ и $T_{вс2} = 310°К$. Величины $\delta_{вс}$ и $\delta_н$ выбраны применительно к средним потерям давления (сплошные кривые рис. 21).

Точка пересечения смежных кривых на рис. 26 разграничивает области наиболее экономичных чисел ступеней для разных давлений. Например, для конечных давлений до 4,5 *ата* при одноступенчатом сжатии изотермический индикаторный к. п. д. выше, чем при двухступенчатом. Двухступенчатое сжатие наиболее экономично для давлений 4,5—11 *ата*; трехступенчатое для 11—24 *ата* и т. д.

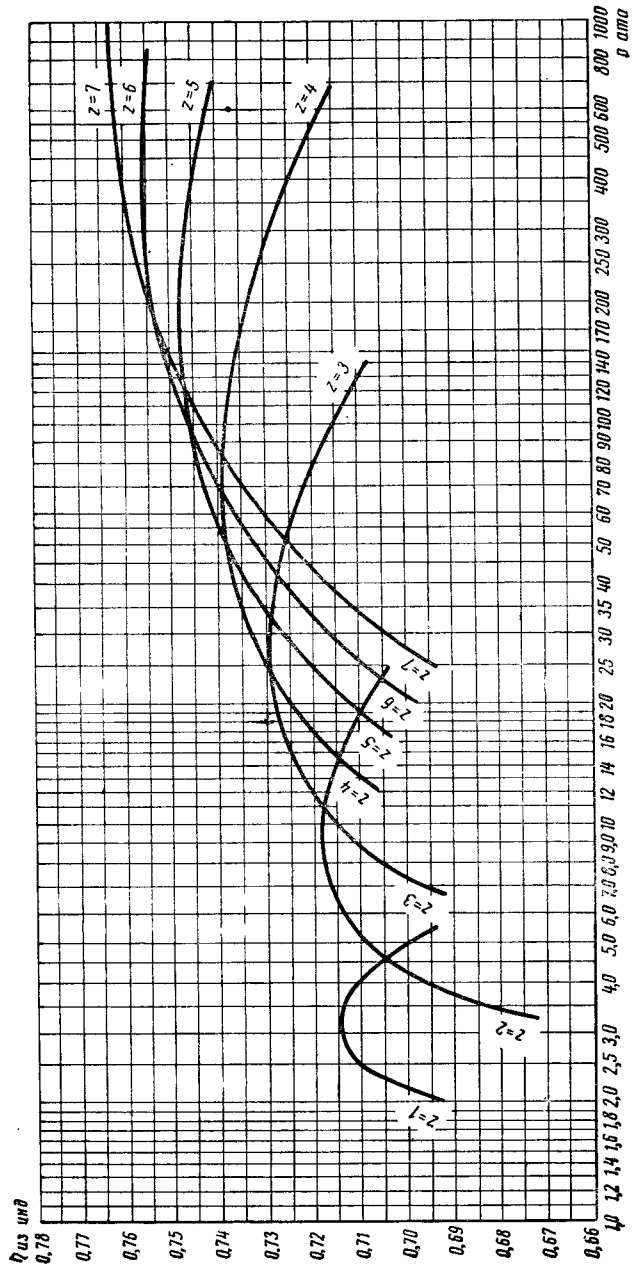


Рис. 26. Зависимость $\eta_{из.инд}$ от конечного давления для различного числа ступеней

При сжатии многоатомных газов ($k < 1{,}4$) отношения давлений выгодно брать более высокими, чем для двухатомных газов. В ряде случаев компрессоры, предназначенные для таких газов, могут быть выполнены с меньшим числом ступеней, чем по рис. 26.

В компрессорах для водорода или других газов с малым удельным весом потери давления между ступенями ниже средних величин. В этих случаях выгодно снизить отношения давлений и выбрать число ступеней большим, чем в компрессорах для воздуха или других, близких ему по удельному весу газов.

При выборе наиболее выгодного числа ступеней стремятся не только к минимальному расходу энергии, но руководствуются и другими соображениями, и оно может оказаться меньшим, чем по графику. В частном случае для давления 24 *ата* значение $\eta_{\text{из. инд}}$ одинаково при трех и четырех ступенях. Однако не только для этого, но и для более высоких давлений трехступенчатое сжатие может оказаться более экономичным. Меньшее число ступеней ухудшает к. п. д., но в результате уменьшения числа ступеней и упрощения конструкции снижается стоимость компрессора. Только принимая во внимание стоимость энергии, затраты на изготовление компрессора, регулярность его работы и амортизационный срок, можно решить вопрос об экономичном числе ступеней.

При минимальной мощности N, соответствующей оптимальному значению $\eta_{\text{из. инд}}$ (рис. 26), при M суток работы в году и B часов работы в сутки и стоимости 1 *квт-ч* Q коп. годовые затраты на энергию

$$S = \frac{NMBQ}{100} \text{ руб.} \qquad \text{(I—94)}$$

Пользуясь графиком (рис. 26), находим, что с уменьшением числа ступеней расход энергии относительно возрастает на

$$\frac{\eta_{\text{из. инд}} - \eta'_{\text{из. инд}}}{\eta_{\text{из. инд}}}, \qquad \text{(I—95)}$$

где $\eta_{\text{из. инд}}$ — наиболее высокий изотермический индикаторный к. п. д. по графику;

$\eta'_{\text{из. инд}}$ — изотермический индикаторный к. п. д. при сниженном числе ступеней.

Следовательно, годовые затраты на энергию возрастут на

$$R = \frac{\eta_{\text{из. инд}} - \eta'_{\text{из. инд}}}{\eta_{\text{из. инд}}} S \text{ руб.} \qquad \text{(I—96)}$$

Если стоимость машины при оптимальном числе ступеней составляет K при сниженном K' руб., и амортизационные отчисления, определяемые в зависимости от оборудования и его использования, равны m процентам, то годовые отчисления на амортизацию сократятся на

$$D = \frac{K - K'}{100} \text{ руб.} \qquad \text{(I—97)}$$

В случаях, когда $D > R$, переход на пониженное число ступеней оказывается выгодным. Кроме того, уменьшаются капиталовложения с K до K'. Если $D < R$, получаемая экономия должна окупать дополнительные затраты на изготовление компрессора в целесообразный срок.

Если оборудование работает часть суток, амортизационные отчисления сокращаются, но не пропорционально рабочему времени, а меньше. Стоимость же энергии снижается пропорционально рабочему времени. Таким образом, при неполной загрузке компрессора доля расходов на энергию уменьшается и может оказаться, что у компрессора, предназначенного для работы на протяжении части суток, рентабельное число ступеней будет ниже, чем у запроектированного для круглосуточной работы.

При решении вопроса об экономичности компрессора и компрессорной установки следует иметь в виду, что при круглосуточной работе доля энергии в общих затратах на сжатие воздуха до давления 7—8 *кГ/см*^{2} в стационарных установках достигает 80%.

Различие между оптимальным по затратам энергии и экономичным числом ступеней особенно велико в том случае, когда компрессор предназначен для кратковременной работы с большими интервалами. В этих условиях вопрос о расходе энергии не имеет того значения, как стоимость установки, поэтому компрессор может быть выбран с меньшим числом ступеней, определяемым пределами допустимых температур в цилиндрах.

Промежуточные давления. При пуске компрессора промежуточные давления стабилизируются не сразу. Установившийся режим достигается после более или менее длительной работы компрессора, когда прекращается накапливание газа в межступенчатых емкостях. Но прежде чем изучать условия, определяющие давление в установившемся режиме, рассмотрим процесс нарастания давлений при пуске компрессора.

Давления при пуске. До пуска компрессора все промежуточные давления равны атмосферному. При первом обороте вала I ступень подает порцию газа в трубопровод, связывающий ее со II ступенью, количество газа в межступенчатом пространстве I—II ступеней увеличивается, одновременно частично уменьшается на порцию газа, принятую II ступенью, объем которой меньше, чем I ступени.

Во время этого оборота I ступень начинает нагнетать газ при атмосферном давлении и сжимает его при нагнетании. При втором обороте в соответствии с давлением, устанавливаемым в межступенчатом пространстве, нагнетанию предшествует некоторое сжатие. При последующих оборотах компрессора происходит дальнейшее повышение давления. Затем между ступенями устанавливается давление, при котором II ступень в состоянии принять весь газ, подаваемый I ступенью. Нарастание давлений между остальными ступенями происходит в основном аналогично, но тем быстрее, чем выше порядковый номер ступени.

Давление в установившемся режиме. При установившемся режиме весовое количество газа, нагнетаемого в межступенчатое пространство предыдущей ступенью, равно количеству газа, всасываемому следующей.

При полном охлаждении в промежуточных холодильниках температуры газа, всасываемого всеми ступенями, равны. Следовательно, для достижения расчетных промежуточных давлений необходимо, чтобы объемы газа, всасываемого ступенями, уменьшались обратно пропорционально величинам этих давлений.

В действительности, однако, выбирая размеры цилиндров, объемы всасывания по ступеням компрессора уменьшают не всегда строго пропорционально последовательному увеличению давлений. При этом учитывают отклонение сжимаемости газа, неполное охлаждение газа в промежуточных холодильниках, различие величин теплового коэффициента, промежуточные отборы и выпадение из сжатого газа влаги.

Влияние конечного давления на промежуточные. Компрессор иногда работает при конечном давлении, отличном от расчетного. При отсутствии мертвых пространств в цилиндрах это отразилось бы только на отношении давлений в последней ступени.

В действительности, если с ростом конечного давления увеличивается отношение давлений в последней ступени, то под влиянием мертвого пространства уменьшается ее объемный коэффициент и, следовательно, всасываемый объем. Но последняя ступень должна принять весь газ, нагнетаемый предыдущей ступенью, и потому давление всасывания возрастает в обратном отношении к всасываемому объему. Вместе с тем повышаются давление нагнетания и отношение давлений в предыдущей ступени. В свою очередь, хотя и в меньшей мере, это приводит к понижению объемного коэффициента предпоследней ступени и увеличению давлений всасывания этой ступени и нагнетания предыдущей. Таким образом, увеличение конечного давления вызывает повышение всех промежуточных давлений, а уменьшение — их снижение. То и другое связано с возвратным перераспределением сжатия, которое сильнее

всего проявляется в последней ступени, но прогрессивно снижается к первой.

Начальное давление влияет на промежуточное непосредственно. При отсутствии мертвых пространств промежуточные давления изменились бы пропорционально начальному. Возвратное перераспределение сжатия, вызванное мертвыми пространствами, несколько ослабляет их изменения, причем более заметно в последних ступенях.

Другие причины изменения промежуточных давлений. Неплотность клапанов, поршневых колец и другие неисправности, вследствие которых изменяется объем всасываемого газа, отражаются на давлениях. Наличие таких неисправностей в I ступени уменьшает производительность компрессора. Все промежуточные давления между ступенями снижаются. Если же неисправность возникает в любой другой ступени и вызывает уменьшение всасываемого ею объема, то промежуточное давление перед ступенью возрастает и она должна принять все количество поступающего газа.

Весовое количество газа, поступающего в компрессор, пропорционально произведению $\lambda_{д1} P_{вс1}$, где $\lambda_{д1}$ — коэффициент давления I ступени и $P_{вс1}$ — ее номинальное давление всасывания. Изменение $\lambda_{д1}$ в зависимости от числа оборотов компрессора, длины всасывающего трубопровода или силы пружин всасывающих клапанов I ступени может возникнуть независимо от $P_{вс1}$ и также явиться причиной изменения производительности и всех промежуточных давлений.

При повышении сопротивления всасывающей линии, вызванном, например, загрязнением фильтра, снижается давление всасывания I ступени и все промежуточные. Напротив, при повышении сопротивления на участках коммуникации между ступенями увеличивается только давление нагнетания ступени перед сопротивлением, а давление всасывания после сопротивления практически не изменяется.

При ухудшении охлаждения в промежуточном холодильнике увеличивается объем газа, поступающего в следующую ступень, тогда промежуточное давление повышается.

Следует помнить, что изменение промежуточных давлений при постоянных условиях всасывания в I ступень и нагнетания из последней и неизменной температуре охлаждающей воды является признаком неисправности компрессора.

Неполное охлаждение газа в промежуточных холодильниках. Предел возможного охлаждения газа в холодильнике определяется начальной температурой поступающей воды. Даже при равенстве температур газа, всасываемого I ступенью, и поступающей воды

неполное охлаждение неизбежно. В зимнее же время года, когда температура всасываемого газа ниже температуры охлаждающей воды, оно еще значительнее. Необходимость соблюдения требуемых промежуточных давлений заставляет увеличивать размеры цилиндров ступеней, расположенных за холодильником, с таким расчетом, чтобы относительное возрастание объема всасываемого газа было пропорционально вызванному недоохлаждением относительному повышению абсолютной температуры газа, т. е.

$$\frac{\Delta V_{вс}}{V_{вс}} = \frac{\Delta T_{вс}}{T_{вс}}. \qquad (I—98)$$

Если средняя температура всасываемого газа около 27°С, или 300°К, то каждому градусу недоохлаждения газа соответствует увеличение его объема на 0,3%. Но работа пропорциональна объему всасываемого газа. Следовательно, каждый градус недоохлаждения газа вызывает в следующей после холодильника ступени увеличение работы на 0,3%.

Площадь *1′—2′—2″—1″* на рис. 24 изображает увеличение работы второй ступени при неполном охлаждении.

В двухступенчатом компрессоре при равенстве работ в ступенях неполное охлаждение газа в промежуточном холодильнике на 1°С вызывает относительное увеличение всей индикаторной работы на 0,16%.

В z-ступенчатом компрессоре при равном недоохлаждении в промежуточных холодильниках всех ступеней каждый градус недоохлаждения увеличивает суммарную индикаторную работу на

$$\frac{\Delta L}{L_z} = \frac{1}{3}\,\frac{z-1}{z}\,\% = \frac{1}{3}\left(1 - \frac{1}{z}\right)\%. \qquad (I—99)$$

Следовательно, с увеличением числа ступеней потеря работы от неполного охлаждения газа возрастает.

Для повышения экономичности компрессора стремятся к возможно полному охлаждению газа в промежуточных холодильниках. В новейших конструкциях стационарных компрессоров достигают такого охлаждения, при котором повышение конечной температуры газа над начальной температурой охлаждающей воды равно всего лишь 5° С, но часто эта величина составляет 10—15° С.

В одноступенчатом компрессоре величина затрачиваемой работы не зависит от температуры всасываемого газа. Но в многоступенчатом компрессоре затрата работы изменяется одновременно с температурой всасываемого газа и охлаждающей воды, так как та и другая определяют полноту охлаждения газа в холодильниках. Лишь при пропорциональном изменении во всех ступенях компрессора абсолютных температур всасываемого газа величина работы остается постоянной.

Промежуточный отбор. По условиям эксплуатации иногда необходимо отвести часть сжимаемого компрессором газа потребителю при промежуточном давлении, а остальное количество сжать до конечного, более высокого давления. Возможно и противоположное требование — подвести добавочное количество газа при промежуточном давлении. Тогда сжатие в компрессоре разбивают на два участка: до давления отбора (или подвода) и от этого давления до конечного, выбирая для каждого из участков необходимое число ступеней. Отношения давлений в ступенях одного и другого участков обычно не одинаковы. Отбор газа отражается на размерах цилиндров: объемы ступеней второго участка сжатия должны быть изменены пропорционально производительности.

Производительность компрессора и минутные объемы, всасываемые ступенями

Производительностью компрессора называют объем газа, нагнетаемого в единицу времени, например в минуту, замеренный по выходе из компрессора, но пересчитанный на условия всасывания, т. е на давление и температуру во всасывающем патрубке цилиндра I ступени. При пересчете учитывают отношения давлений и температур, отклонение сжимаемости газа и объем выделившейся влаги.

Производительность не зависит от температуры, давления и влажности всасываемого газа. Она выражает собой объемную величину, характеризующую компрессор, и зависит только от его размеров, числа оборотов, конструкции и состояния.

В случае промежуточного отбора газа различают производительность до и после отбора. Производительность ступеней до отбора определяют как сумму конечного и отбираемого объемов газа, приведенных к условиям всасывания I ступени.

Весовое количество газа, поступающего в компрессор, зависит не только от производительности, но и от условий всасывания. По этой причине производительность не может служить для выражения количества подаваемого газа. Его определяет подача, т. е. объем нагнетаемого сухого газа, отнесенный к нормальным условиям, например к 760 *мм* рт. ст. и 0° С или 1 *ата* и 15° С.

Подача, представляющая интерес для потребителей сжатого газа, кроме производительности зависит от начальных параметров $P_{вс1}$ и $T_{вс1}$ и парциального давления водяных паров, т. е. от внешних, не связанных с работой компрессора, условий и потому не может характеризовать компрессор.

Подача $\bar{V}_0$ и производительность $\bar{V}$ связаны между собой соотношением

$$\bar{V}_0 = \lambda_{с.г} \frac{P_{вс1}}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_{вс1}} \cdot \bar{V} \ м^3/мин, \qquad (I—100)$$

где $\lambda_{с.г}$ — относительный объем сухого газа в объеме влажного, поступающего в компрессор. Индексы $_0$ и $_{вс1}$ указывают, что P и T соответствуют условиям, принятым в качестве нормальных, и условиям всасывания в I ступень компрессора.

Минутный объем $V_{вс\,i}$, всасываемый любой i-той ступенью, зависит от производительности:

идеальный газ

$$\bar{V}_{вс\,i} = \mu_i \frac{P_{вс1}}{P_{вс\,i}} \cdot \frac{T_{вс\,i}}{T_{вс1}} \bar{V} \ м^3/мин; \qquad (I—101)$$

реальный газ

$$\bar{V}_{вс\,i} = \mu_i \frac{P_{вс1}}{P_{вс i}} \cdot \frac{T_{вс\,i}}{T_{вс1}} \cdot \frac{\xi_{вс\,i}}{\xi_{вс1}} \bar{V} \ м^3/мин, \qquad (I—102)$$

где $P_{вс}$, $T_{вс}$ и $\xi_{вс}$ — давление, абсолютная температура и коэффициент сжимаемости газа, по состоянию во всасывающем патрубке первой и i-той ступеней;

μ — коэффициент стабильности, выражающий отношение действительного объема газа, всасываемого i-той ступенью, к объему, соответствующему производительности.

$$\mu = \mu_у \cdot \mu_{вл} \cdot \mu_0, \qquad (I—103)$$

где $\mu_у$ — коэффициент утечек, определяющий относительный объем всасываемого газа в связи с последующими утечками;

$\mu_{вл}$ — коэффициент выделения влаги — относительное уменьшение объема всасываемого газа, вследствие конденсации влаги в холодильниках предыдущих ступеней;

μ_0 — коэффициент отбора, выражающий изменение объема всасываемого газа при отборе или подводе его, после любой из предыдущих ступеней:

$$\mu_0 = \frac{\bar{V}'}{\bar{V}}, \qquad (I—104)$$

где $\bar{V}$ и $\bar{V}'$ — производительность до и после отбора, $м^3/мин$.

Для I ступени $\mu_{вл1} = 1$ и $\mu_0 = 1$ и величина минутного всасываемого объема

$$\bar{V}_{вс1} = \mu_{у1} \cdot \bar{V} \ м^3/мин, \qquad (I—105)$$

где $\mu_{у1}$ — коэффициент утечки первой ступени.

Минутный объем, всасываемый любой ступенью, зависит от величины ее рабочего объема:

$$\bar{V}_{вс\,i} = \lambda_{н\,i} \cdot V_{hi} \cdot n = \lambda_{н\,i} \cdot \bar{V}_{hi} \ м^3/мин, \qquad (I—106)$$

где $\lambda_{н\,i}$ — коэффициент наполнения i-той ступени;

V_{hi} — ее рабочий объем, $м^3$;

$\bar{V}_{hi} = V_{hi} n$ — минутный рабочий объем, $м^3/мин$;

n — число оборотов компрессора в минуту.

Таким образом производительность, минутный объем, всасываемый I ступенью, и ее минутный рабочий объем связаны равенствами:

$$\bar{V} = \frac{\bar{V}_{вс1}}{\mu_{у1}} = \frac{\lambda_{н1} \cdot \bar{V}_{h1}}{\mu_{у1}} = \lambda \bar{V}_{h1} \ м^3/мин, \qquad (I—107)$$

где

$$\lambda = \frac{\lambda_{н1}}{\mu_{у1}} \qquad (I—108)$$

— коэффициент производительности, выражающий соотношение между производительностью компрессора и минутным рабочим объемом его I ступени.

Утечка газа. При сжатии газа в компрессоре происходят его потери через неплотности, например сальниковые уплотнения, поршневые кольца, прокладки, клапаны и т. п. Эти потери повышают затрату мощности в связи с тем, что компрессор сжимает большее количество газа, чем подает в нагнетательный трубопровод.

Потери газа через неплотности подразделяются на внешние (утечки) и внутренние (перетечки).

Газ, сжимаемый в компрессоре, проходит все ступени сжатия, образуя поток последовательно через цилиндры, холодильники, маслоотделители и связывающие их трубопроводы. Все они составляют внутреннюю газовую коммуникацию компрессора, заключенную между всасывающей линией и запорным вентилем на нагнетании. Клапаны цилиндров разделяют внутреннюю коммуникацию на отсеки по ступеням давления; во время всасывания или нагнетания полости цилиндров поочередно включаются в отсеки предыдущего или последующего участков, а при закрытых клапанах образуют отдельные отсеки, в которых давление переменно. Всасывающая линия во внутреннюю коммуникацию компрессора не

входит. Полость цилиндра I ступени во время всасывания сообщается со всасывающей линией и на это время исключается из внутренней коммуникации.

Утечки газа могут быть в атмосферу, всасывающую линию или в сообщенные с ними полости, например картер или уравнительные полости цилиндров, которые встречаются в некоторых конструкциях компрессоров с дифференциальным (ступенчатым) поршнем и служат для уравнивания поршневых сил. Утечки уменьшают прямой поток газа и снижают производительность компрессора.

В цилиндрах компрессора причинами утечек являются неплотные или закрывающиеся с запаздыванием всасывающие клапаны I ступени и неплотные сальники. Утечки газа возникают также через неплотности поршней, по другую сторону которых расположена уравнительная полость, сообщающаяся со всасывающей линией компрессора, атмосферой или полостью картера (у бескрейцкопфных машин). В коммуникации утечки чаще всего возможны в предохранительных клапанах, вентилях и фланцевых соединениях. Особенно велики они могут быть при разрушении коррозией трубчатки холодильников.

Перетечки газа не связаны с его потерей — сжатый газ из отсеков большего давления переходит в отсеки меньшего давления, в которых он вновь попадает в прямой поток и подвергается повторному сжатию. Так образуются циркулирующие токи газа, которые увеличивают количество его, сжимаемого в отдельных ступенях. Не влияя непосредственно на производительность, перетечки повышают промежуточные давления и вызывают потерю энергии.

Источниками перетечек являются пропуски всасывающих и нагнетательных клапанов всех ступеней, кроме I, и неплотности тех поршней, по другую сторону которых находятся рабочие или уравнительные полости, не сообщающиеся со всасыванием или атмосферой.

Объем газа $\bar{V}_{\text{вс к}}$, поступающего в минуту во всасывающую линию компрессора, превышает величину производительности $\bar{V}$ на сумму всех утечек газа в атмосферу $\bar{V}'_y$ (рис. 27)

$$\bar{V}_{\text{вс к}} = \bar{V} + \bar{V}'_y \ м^3/мин.$$

Минутный объем газа, всасываемого в I ступень,

$$\bar{V}_{\text{вс1}} = \bar{V}_{\text{вс к}} + \bar{V}''_y \ м^3/мин,$$

где $\bar{V}''_y$ — минутный объем всех утечек во всасывающую линию.

Таким образом

$$\bar{V}_{\text{вс1}} = \bar{V} + (\bar{V}'_y + \bar{V}''_y) = \bar{V} + \bar{V}_y \ м^3 \ мин,$$

где $\bar{V}_y$ — суммарный объем внешних утечек, $м^3/мин$.

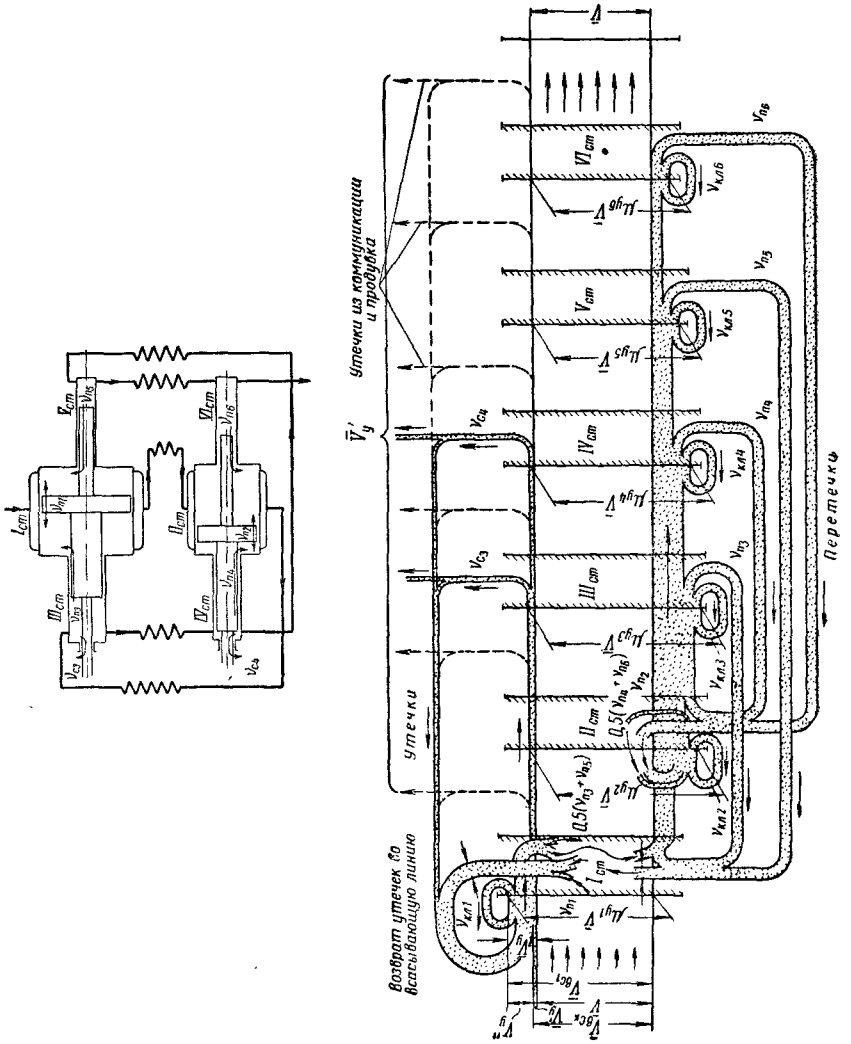


Рис. 27. Утечки в шестиступенчатом компрессоре

Учитывая полученную зависимость и формулу (I—102), находим коэффициент утечек I ступени

$$\mu_{y1} = \frac{\bar{V}_{вс1}}{\bar{V}} = 1 + \frac{\bar{V}_y}{\bar{V}}. \qquad (I—109)$$

Поток утечек постепенно убывает, а поток перетечек вначале накапливается. При этом в их общем потоке часто больше газа поступает не в I, а в одну из следующих ступеней.

Общий поток утечек и перетечек поступает в каждую из ступеней сверх количества, определяющего производительность, и составляет с нею полную величину расхода в общем потоке газа. Отношение общего расхода газа к величине производительности определяет коэффициент утечки для каждой ступени.

Обозначим через ν относительную величину единичной утечки (или перетечки), выраженную в долях производительности компрессора. Тогда коэффициент утечки для i-той ступени

$$\mu_{y\,i} = 1 + \Sigma_i \nu, \qquad (I—110)$$

где $\Sigma_i \nu$ — относительный расход газа в потоке утечек и перетечек, поступающих в i-тую ступень.

Для достижения заданной производительности и необходимых промежуточных давлений, а в ряде случаев для обоснования выбора схемы важно в расчете компрессора правильно учесть величину ожидаемых утечек. При этом опускают те, которые малы или в исправной машине должны отсутствовать, и ограничиваются основными утечками с относительным расходом через клапаны $\nu_{кл}$, поршневые кольца $\nu_п$ и сальники $\nu_с$.

Утечки в исправном компрессоре:

вследствие неплотности и запаздывания закрытия клапанов

$$\nu_{кл} = 0{,}01 \div 0{,}04;$$

через неплотности поршня ступеней одинарного действия

$$\nu_п = 0{,}01 \div 0{,}05;$$

через неплотности поршня ступеней двойного действия

$$\nu_п = 0{,}003 \div 0{,}015.$$

В компрессорах с дифференциальным поршнем утечка через поршень вышестоящей ступени поступает непосредственно в цилиндр предыдущей ступени. Но на объеме, который последняя всасывает, отражается только часть утечки, приходящаяся на периоды расширения и всасывания, равная около $0{,}5\nu_п$, где $\nu_п$ — относительная величина утечки из ступени, теряющей газ.

Таблица 5

Коэффициенты утечек для шестиступенчатого компрессора (рис. 27)

Место утечек	Относительные количества газа, необходимые для восполнения утечек по ступеням компрессора					
	I	II	III	IV	V	VI
Клапаны						
I ступени	$\nu_{кл1}$					
II „		$\nu_{кл2}$				
III „			$\nu_{кл3}$			
IV „				$\nu_{кл4}$		
V „					$\nu_{кл5}$	
VI „						$\nu_{кл6}$
Поршневые кольца						
I ступени	$\nu_{п1}$	—	—	—	—	—
II „	—	$\nu_{п2}$	—	—	—	—
III „	$0{,}5\nu_{п3}$	$\nu_{п3}$	$\nu_{п3}$	—	—	—
IV „	—	$0{,}5\nu_{п4}$	$\nu_{п4}$	$\nu_{п4}$	—	—
V „	$0{,}5\nu_{п5}$	$\nu_{п5}$	$\nu_{п5}$	$\nu_{п5}$	$\nu_{п5}$	—
VI „	—	$0{,}5\nu_{п6}$	$\nu_{п6}$	$\nu_{п6}$	$\nu_{п6}$	$\nu_{п6}$
Сальники						
III ступени	$\nu_{с3}$	$\nu_{с3}$	$\nu_{с3}$	—	—	—
IV „	$\nu_{с4}$	$\nu_{с4}$	$\nu_{с4}$	$\nu_{с3}$	—	—
Суммарный относительный расход вследствие утечек	$\Sigma_1\nu$	$\Sigma_2\nu$	$\Sigma_3\nu$	$\Sigma_4\nu$	$\Sigma_5\nu$	$\Sigma_6\nu$
Коэффициент утечек μ_{yi}	$1 + \Sigma_1\nu$	$1 + \Sigma_2\nu$	$1 + \Sigma_3\nu$	$1 + \Sigma_4\nu$	$1 + \Sigma_5\nu$	$1 + \Sigma_6\nu$

Утечки через неплотности сальников зависят от величины давления газа или, приближенно, от порядкового номера ступени

$$\nu_с = (0{,}0005 \div 0{,}0010)\, i,$$

где i — порядковый номер ступени компрессора при сжатии газа атмосферного давления.

Компрессорам малой производительности с пониженной скоростью поршня, а также ступеням высокого давления соответствуют большие значения ν. При сжатии водорода или других газов с относительно малым удельным весом утечки больше, чем для газов с повышенным удельным весом, и это также следует учитывать, выбирая ν.

Утечки через поршневые кольца и сальники снижаются с увеличением числа оборотов не только относительно, но и по абсолютной величине.

Вычисление сумм $\Sigma_i v$ всех ступеней удобно производить табличным способом; следует иметь в виду, что утечка через поршень ступени двойного действия и клапаны является местной и должна приниматься в расчет только при вычислении объема газа, поступающего в свою ступень. Утечка же через поршень одинарного действия и сальник вызывает поток, который до поступления в ступень, где она возникает, проходит через некоторые или все предыдущие ступени, в зависимости от схемы компрессора. Порядок вычисления сумм $\Sigma_i v$ и значений коэффициентов $\mu_{y\,i}$ показан в табл. 5. для шестиступенчатого компрессора (рис. 27).

Утечки в компрессоре связаны с потерей энергии. При равных количествах уходящего газа наибольший ущерб наносят утечки газа из ступеней высокого давления.

В условиях эксплуатации утечки, как правило, являются главной причиной падения производительности, изменения промежуточных давлений и снижения экономичности работы компрессора. Значительные утечки сопровождаются заметным снижением промежуточных давлений, а перетечки — их повышением. В том и другом случае в отдельных ступенях сжатия повышается температура нагнетаемого газа — главным образом не в ступени, теряющей газ, а в другой. Например, в двухступенчатом компрессоре при большой утечке из I ступени значительное повышение температуры наблюдается во II ступени, где отношение давлений увеличивается.

Выделение влаги. Газ, всасываемый I ступенью компрессора, обычно содержит некоторое количество влаги. При сжатии парциальное давление водяных паров повышается, а при последующем охлаждении газ перенасыщается влагой, избыток которой конденсируется. Вследствие этого объемы, всасываемые II и следующими ступенями, должны быть уменьшены, так как в процессе дальнейшего сжатия и повторных охлаждений газ все полнее освобождается от влаги.

После III ступени влаги уже так мало, что в расчете объемов, всасываемых остальными ступенями, ее можно не принимать в расчет, а газ рассматривать как абсолютно сухой.

Условием конденсации влаги после I ступени служит зависимость

$$\varphi_1 p_{\text{и.п1}} \varepsilon_1 > p_{\text{н.п2}}, \qquad \text{(I—111)}$$

где φ_1 — относительная влажность газа, поступающего в компрессор;

ε_1 — отношение давлений в первой ступени;

$p_{\text{н. п1}}$ и $p_{\text{н. п2}}$ — давления насыщающих паров при температурах всасывания в первую и вторую ступени, *ата*.

Если температура всасывания в первую ступень значительно ниже, чем во вторую (в зимних условиях) или относительная влажность φ_1 мала, то конденсация влаги перед второй ступенью не наблюдается. В таком случае выделение влаги перед третьей ступенью происходит при условии:

$$\varphi_1 p_{\text{н.п1}} \varepsilon_1 \varepsilon_2 > p_{\text{и.п3}}, \qquad \text{(I—112)}$$

где ε_2 — отношение давлений во второй ступени;

$p_{\text{н.п3}}$ — давление насыщающих паров при температуре всасывания в третью ступень, *ата*.

Коэффициент выделения влаги, определяющий уменьшение объема газа при конденсации пара, для условий всасывания в i-тую ступень находят из соотношения

$$\mu_{\text{вл}\,i} = \frac{p_{\text{вс1}} - \varphi_1 p_{\text{н.п1}}}{p_{\text{вс}\,i} - p_{\text{н.п}\,i}} \cdot \frac{p_{\text{вс}\,i}}{p_{\text{вс1}}}, \qquad \text{(I—113)}$$

где $p_{\text{вс1}}$ и $p_{\text{вс}\,i}$ — номинальные давления всасывания в первую и i-тую ступени, *ата*;

$p_{\text{н.п1}}$ и $p_{\text{н.п}\,i}$ — давления насыщающих паров при температурах всасывания в те же ступени, *ата*.

Величины $p_{\text{н. п}}$ при различных температурах приведены в справочной литературе в таблицах водяного пара. Уже при давлении газа 10 *ата* остаток влаги настолько мал, что для всех ступеней, всасывающих при таком и более высоких давлениях, его можно не учитывать, а расчет величины $\mu_{\text{вл}\,i}$, постоянной для этих ступеней, производить по формуле

$$\mu_{\text{вл}\,i} = \frac{p_{\text{вс1}} - \varphi p_{\text{н.п1}}}{p_{\text{вс1}}}. \qquad \text{(I—114)}$$

Мощность компрессора и коэффициенты полезного действия

Индикаторную мощность компрессора $N_{\text{инд. к}}$ находят как сумму индикаторных мощностей ступеней:

$$N_{\text{инд. к}} = \Sigma N_{\text{инд}}\ \textit{квт}, \qquad \text{(I—115)}$$

где $N_{\text{инд}}$ — индикаторная мощность ступени, *квт*, найденная индицированием или расчетом (см. стр. 51).

Если известны окончательные размеры цилиндров, клапанов, межступенчатой аппаратуры и трубопроводов, можно рассчитать индикаторную мощность компрессора с учетом действительных потерь [1].

Мощность на валу компрессора $N_{\text{к}}$ превышает индикаторную мощность $N_{\text{инд. к}}$ на величину мощности трения $N_{\text{тр}}$:

$$N_{\text{к}} = N_{\text{инд. к}} + N_{\text{тр}}. \qquad \text{(I—116)}$$

Механический к. п. д.

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_{\text{инд. к}}}{N_{\text{к}}} \qquad \text{(I—117)}$$

зависит от схемы компрессора, его конструктивных особенностей, качества изготовления, монтажа и состояния машины. Для средних и больших компрессоров вертикального типа в крейцкопфном исполнении $\eta_{\text{мех}} = 0{,}90 \div 0{,}95$, горизонтальных многоступенчатых — $0{,}88 \div 0{,}93$, малых бескрейцкопфных — $0{,}80 \div 0{,}85$. Такие же значения $\eta_{\text{мех}}$ газовых циркуляционных компрессоров высокого давления, у которых значительная часть мощности поглощается трением в сальниках [1].

Величина $N_{\text{тр}}$ включает мощность на привод вспомогательных устройств: масляного насоса и лубрикатора. Если они выполнены с индивидуальным двигателем, то мощность на валу компрессора соответственно уменьшается, но в экономических расчетах учитывается в сумме с мощностью на привод этих устройств.

В компрессорных установках с воздушным охлаждением привод вентилятора потребляет дополнительную мощность до 5% от мощности на валу без вентилятора и при определении $N_{\text{к}}$ это учитывают.

Мощность трения при неизменном числе оборотов компрессора приблизительно постоянна и равна мощности холостого хода при работе без клапанов. Но механический к. п. д.

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_{\text{инд. к}}}{N_{\text{инд. к}} + N_{\text{тр}}},$$

со снижением индикаторной мощности уменьшается. С этим приходится считаться при определении мощности в режиме регулирования производительности, осуществляемого при постоянных оборотах.

В компрессорных установках, состоящих из компрессора и поршневого двигателя, выполненных вместе, разделить механические потери не представляется возможным. Механический к. п. д. такой машины рассматривают, определяя его как отношение индикаторных мощностей компрессора и двигателя:

$$\eta_{\text{мех. к. у}} = \frac{N_{\text{инд. к}}}{N_{\text{инд. д}}}. \qquad \text{(I—118)}$$

При непосредственном соединении штоков компрессора и поршневого двигателя $\eta_{\text{мех. к. у}} = 0{,}92 \div 0{,}96$. Если же цилиндры компрессора расположены в одном ряду машины, а цилиндры двигателя — в другом, то $\eta_{\text{мех. к. у}} = 0{,}80 \div 0{,}86$.

Компрессоры средней и малой производительности часто приводятся в движение от двигателя через передачу (ременная, зубчатый редуктор и т. п.). В таких установках мощность $N_{\text{д}}$ на валу двигателя превышает мощность $N_{\text{к}}$ на валу компрессора на величину потерь в передаче.

К. п. д. передачи

$$\eta_{\text{пер}} = \frac{N_{\text{к}}}{N_{\text{д}}} \qquad \text{(I—119)}$$

составляет $0{,}96 \div 0{,}99$ [1].

При непосредственном приводе мощность $N_{\text{д}}$, развиваемая двигателем, равна $N_{\text{к}}$.

Выбирая двигатель, учитывают возможное повышение мощности на валу компрессора в связи с изменением начального давления и соотношения между начальной температурой газа и охлаждающей воды, а также загрязнением промежуточных холодильников и увеличением перетечек газа в процессе эксплуатации. Мощность двигателя предусматривают на 10—12% больше рассчитанной на нормальные условия.

$$N'_{\text{д}} = (1{,}10 \div 1{,}12)\, N_{\text{д}}, \qquad \text{(I—120)}$$

где $N_{\text{д}}$ — расчетная мощность в нормальных условиях.

При больших изменениях начального давления газа, в частности в некоторых пусковых и переходных режимах работы отдельных промышленных установок, такой запас может оказаться недостаточным и выбор двигателя следует производить по расчету мощности в наиболее тяжелом режиме.

В компрессорах, всасывающих атмосферный воздух, или в случае сжатия газов, поступающих при давлении, равном атмосферному, величина начального давления зависит от места установки компрессора по высоте над уровнем моря, а также от колебания барометрического давления, составляющего $\pm 2{,}5\%$.

В циркуляционных компрессорах начальное давление в ряде случаев по условиям производства колеблется в широких пределах, в связи с чем значительно изменяется мощность на валу компрессора.

Экономичность энергетического оборудования и передач принято определять коэффициентом полезного действия, представляющим отношение полученной мощности к затраченной. Компрессоры отличаются особенностью — вся расходуемая на сжатие газа энергия, а в случае реального газа почти вся, превращается в тепло, которое полностью отводится охлаждающей водой (иногда часть тепла уходит с нагнетаемым газом, но теряется по пути к потребителю). Таким образом, об экономичности работы компрессоров нельзя судить по их к. п. д. в обычном понимании. В качестве мерила экономичности работы компрессоров может служить изо-

термическая мощность, которую рассматривают как условный минимум.

Величину изотермической мощности определяют без учета потерь давления и утечек газа. В компрессоре с водяным охлаждением принимают во внимание различие температур поступающего газа и охлаждающей воды. Вместе с тем изотермическая мощность не должна зависеть от конструкции компрессора и, прежде всего, от числа ступеней и распределения между ними сжатия. Поэтому в расчете изотермической мощности целесообразно соблюдать условие: сжатие до давления $p = ep_{вс1}$, где $e = 2{,}718$, должно происходить при температуре газа, поступающего в компрессор, а затем — при температуре охлаждающей воды, средней между температурами у входа и выхода.

Тогда изотермическая мощность компрессора при сухом идеальном газе

$$N_{из} = 1{,}634 p_{вс1} \bar{V} \left[1 + \frac{T_w}{T_{вс1}} (\ln \varepsilon_к - 1)\right] \text{ квт}, \qquad (I—121)$$

где $\bar{V}$ — производительность компрессора, $м^3/мин$;

$\varepsilon_к = \frac{p_к}{p_{вс1}}$ — общее отношение давлений;

$p_{вс1}$ — начальное давление поступающего газа, *ата*;

$p_к$ — конечное давление нагнетаемого газа, *ата*;

$T_{вс1}$ — температура газа, поступающего в компрессор, °К;

T_w — средняя температура охлаждающей воды, °К.

Для сухого реального газа

$$N_{из} = 1{,}634 \frac{p_{вс1} \bar{V}}{\xi_{вс1}} \left[1 + \frac{T_w}{T_{вс1}} (\ln \varepsilon_к - 1) + \right.$$
$$\left. + \frac{273}{T_{вс1}} (\Delta B_{из1} + \Delta B_{из2})\right] \text{ квт}, \qquad (I—122)$$

где $\xi_{вс1}$ — коэффициент сжимаемости при давлении $P_{вс1}$ и температуре $t_{вс1}$;

$\Delta B_{из1}$ — показатель избытка работы в изотермическом цикле для первого участка сжатия от $p_{вс1}$ до p, определяемый по уравнению (I—23) или по разности $\Delta B_{из1} = B_1 - B_0$. Значения B_0 и B_1 находят по графикам (рис. 2—5) соответственно температуре $t_{вс1}$, причем B_0 — по давлению $p_{вс1}$, а B_1 — по $p = ep_{вс1}$;

$\Delta B_{из2}$ — тот же показатель, но для всех остальных ступеней; в разности $\Delta B_{из2} = B_к - B_1'$ величины B_1' и $B_к$ соответствуют давлениям p и $p_к$ и средней температуре воды t_w.

При влажном газе изотермическая мощность

$$N_{из.\,вл.\,г} = N_{из.\,с.\,г} + N_{из.\,в.\,п} \text{ квт}. \qquad (I—123)$$

Мощность $N_{из.\,с.\,г}$ при сжатии сухого газа находят по формулам (I—121 и I—122) с учетом парциального давления сухого газа:

$$N_{из.\,с.\,г} = N_{из} \frac{p_{вс1} - \varphi p_{н.\,п1}}{p_{вс1}} \text{ квт}, \qquad (I—124)$$

где φ — относительная влажность;

$p_{н.\,п1}$ — давление насыщающих паров, *ата*, при начальной температуре газа $t_{вс1}$, °С.

Мощность $N_{из.\,в.\,п}$ при сжатии водяного пара находят с учетом предельного повышения его давления до $p_{н.\,п1}$ при сжатии до $p = ep_{вс1}$ и до $p_{н.\,п2}$ при дальнейшем сжатии

$$N_{из.в.\,п} = 1{,}634 \bar{V} \left[\varphi p_{н.\,п1} \ln \frac{1}{\varphi} + (p_{н.\,п2} - p_{н.\,п1}) \frac{1}{e}\right] \text{ квт}, \qquad (I—125)$$

где $p_{н.\,п2}$ — давление насыщающих паров при температуре t_w° С.

Величина $N_{из.\,в.\,п}$, как правило, мала и в большинстве случаев в расчете не учитывается.

Для компрессоров с промежуточным отбором газа изотермическую мощность вычисляют отдельно по ступеням до и после отбора.

Отношение изотермической мощности компрессора к индикаторной, как и в выражении (I—93) отношение соответствующих работ, называется изотермическим индикаторным к. п. д.

$$\eta_{из.\,инд} = \frac{N_{из}}{N_{инд.\,к}}. \qquad (I—126)$$

По этому коэффициенту судят о величине индикаторных потерь в компрессоре, вызванных несовершенством процессов сжатия и расширения, потерями давления и утечками.

Оценку величины мощности на валу производят по величине изотермического к. п. д. компрессора, отражающего индикаторные и механические потери.

$$\eta_{из.\,к} = \eta_{из.\,инд} \cdot \eta_{мех} = \frac{N_{из}}{N_к}. \qquad (I—127)$$

Если приводом компрессора служит выполненный вместе с ним поршневой двигатель, то определить $\eta_{из.\,к}$ не представляется возможным. О работе компрессора и механических потерях в компрессорной установке судят тогда по отношению изотермической мощности компрессора к индикаторной двигателя, пользуясь изотермическим к. п. д. компрессорной установки.

$$\eta_{из.\,к.\,у} = \frac{N_{из}}{N_{инд.\,д}}. \qquad (I—128)$$

В случае привода от электрического двигателя, встроенного в конструкцию компрессора, показателем экономичности расхода

электрической энергии тоже служит изотермический к. п. д. компрессорной установки, определяемый как отношение изотермической мощности компрессора $N_{из}$ к мощности $N_{эл}$, потребляемой двигателем из электрической сети

$$\eta_{из.\ к.\ у} = \frac{N_{из}}{N_{эл}}. \qquad (I—129)$$

Экономичность компрессора оценивают также по величине адиабатической мощности, определяя ее отношение к мощности на валу. Отношение адиабатической мощности к индикаторной называют адиабатическим индикаторным к. п. д.

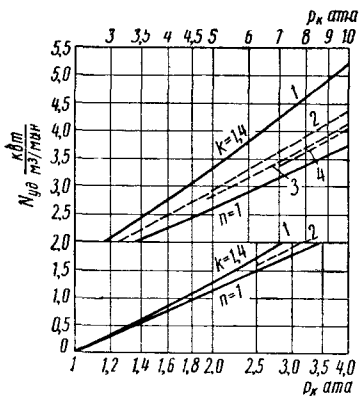


Рис. 28. Мощность при адиабатическом ($k = 1{,}4$) и изотермическом сжатии в зависимости от конечного давления:

1 — одноступенчатое, *2* — двухступенчатое, *3* — трехступенчатое, *4* — четырехступенчатое сжатие

$$\eta_{ад.\ инд} = \frac{N_{ад}}{N_{инд.\ к}}. \qquad (I—130)$$

Общий адиабатический к. п. д. компрессора учитывает одновременно и механические потери:

$$\eta_{ад.\ к} = \eta_{ад.\ инд} \cdot \eta_{мех} = \frac{N_{ад}}{N_к}. \qquad (I—131)$$

Обычно адиабатическим индикаторным к. п. д. пользуются для оценки работы одноступенчатых компрессоров без охлаждения, но он представляет интерес также в исследованиях многоступенчатых машин. В этом случае адиабатическую мощность компрессора определяют как сумму адиабатических мощностей всех ступеней, вычисленных с учетом температур всасывания, но без потерь давления при всасывании и нагнетании, т. е. по номинальным давлениям. Найденный таким образом адиабатический индикаторный к. п. д. не отражает влияния межступенчатого недоохлаждения газа, но лучше, чем изотермический к. п. д., определяет потери мощности вследствие сопротивлений в коммуникации, утечек газа и неблагоприятного теплообмена между газом и стенками цилиндра.

Для всех газов одинаковой атомности ($k = \text{const}$) удельная адиабатическая мощность, т. е. мощность на 1 *м³/мин*, при равных начальном и конечном давлениях одинакова. Величина удельной мощности в теоретическом цикле в зависимости от конечного давления при условии адиабатического ($k = 1{,}4$) и изотермического сжатия от начального давления $p_{вс} = 1$ *ата* показана на рис. 28.

Пунктирные кривые соответствуют адиабатической мощности при сжатии в нескольких ступенях с полным промежуточным охлаждением газа.

Сопоставление компрессоров по удельной мощности является более простым и удобным в расчетах экономичности, чем по изотермическому или адиабатическому к. п. д.

Наряду с удельной мощностью (*квт/м³/мин*) пользуются удельным расходом энергии (*квт-ч/м³*).

Согласно ГОСТ 6791—53 на воздушные поршневые компрессоры общего назначения удельная мощность на валу у стационарных двухступенчатых компрессоров, рассчитанных на конечное давление 8 *ати*, не должна быть выше следующих величин:

Производительность компрессора, *м³/мин*	3	6	10	20	30	50	100
Удельная мощность, *квт/м³/мин*	6,33	6,17	6,00	6,00	5,87	5,80	5,70

В качестве нормальных условий указаны: давление всасывания 760 *мм* рт. ст., температура всасываемого воздуха 20°С и охлаждающей воды 15°С.

Действительная удельная мощность определяется отношением приведенной мощности $N_{привед}$ к замеренной производительности компрессора $\overline{V}_{замер}$, причем

$$N_{привед} = N_{замер} \frac{N_{из.\ и}}{N_{из}} \ квт, \qquad (I—132)$$

где $N_{замер}$ — мощность, замеренная в испытаниях, *квт*;
$N_{из.\ и}$ и $N_{из}$ — изотермическая мощность на 1 $м^3$ производительности компрессора, соответственно в нормальных условиях и при испытаниях компрессора.

Экономичность компрессора не полностью определяет экономичность компрессорной установки. Возможно при весьма совершенном компрессоре и приводе через передачу или от недостаточно совершенного двигателя экономичность установки окажется ниже, чем при противоположном сочетании. Для эксплуатации, в конечном счете, важен удельный расход энергии не на валу компрессора, а из электрической сети или в случае привода от двигателя внутреннего сгорания — удельный расход топлива. Эти показатели должны указываться в паспортных данных компрессорной установки и в результатах ее испытания.

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Динамика поршневого компрессора

Уравнения кинематики для кривошипного механизма

Перемещение поршня, его скорость и ускорение зависят от угла поворота кривошипа α и величины λ, выражающей отношение длины радиуса кривошипа к длине шатуна ($\lambda = r/l$). С увеличением длины шатуна уменьшается давление на башмак крейцкопфа, у бескрейцкопфных компрессоров — на боковую поверхность поршня. Учитывая, однако, габариты и вес машины, длину шатуна ограничивают и λ выбирают в пределах 1/3,5—1/6.

Перемещение поршня отсчитывают от его крайнего, ближайшего к наружной крышке цилиндра, положения, или находят по углу поворота кривошипа от внутренней мертвой точки (ВМТ), соответствующей такому положению поршня. Противоположное положение называется наружной мертвой точкой (НМТ).

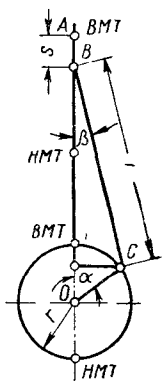


Рис. 29. Схема кривошипного механизма

Величина перемещения (рис. 29)

$$s = AO - BO = l + r - (l\cos\beta + r\cos\alpha).$$

Пользуясь отношением

$$\frac{\sin\beta}{\sin\alpha} = \frac{r}{l} = \lambda$$

или

$$\sin\beta = \lambda\sin\alpha,$$

находим

$$\cos\beta = \sqrt{1-\sin^2\beta} = \sqrt{1-\lambda^2\sin^2\alpha}.$$

Это выражение можно представить в виде бесконечного ряда:

$$\cos\beta = 1 - \frac{\lambda^2\sin^2\alpha}{2} - \frac{\lambda^4\sin^4\alpha}{8} - \dots$$

Члены ряда разложения по величине прогрессивно убывают и, начиная с третьего, могут не учитываться. Тогда, подставляя значение $\cos\beta$ в формулу для s, окончательно находим:

$$s \approx l + r - \left(l - \frac{l\lambda^2}{2}\sin^2\alpha + r\cos\alpha\right) = r\left(1 + \frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha - \cos\alpha\right). \qquad (I—133)$$

Дифференцируя уравнение (I—133), по времени t находим скорость поршня

$$c = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\alpha}\cdot\frac{d\alpha}{dt} = r\left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha\right)\frac{d\alpha}{dt}.$$

Полагая угловую скорость вращения вала $\frac{d\alpha}{dt}$ постоянной и равной

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega = \frac{\pi n}{30},$$

где n — число оборотов вала в минуту, получим:

$$c = r\omega\left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha\right). \qquad (I—134)$$

Дифференцируя уравнение (I—134) по времени t, находим ускорение поршня

$$j = \frac{dc}{dt} = \frac{dc}{d\alpha}\cdot\frac{d\alpha}{dt} = r\omega^2(\cos\alpha + \lambda\sin 2\alpha). \qquad (I—135)$$

Масса движущихся частей. Движущимися частями кривошипно-шатунного механизма компрессора являются коленчатый вал, шатун, поршень и могут быть поршневой шток и крейцкопф.

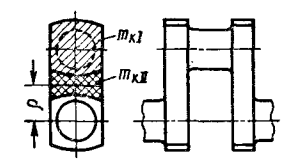


Рис. 30. Элементарные массы колена вала

Для определения сил инерции неуравновешенные массы этих частей должны быть приведены к центру пальца кривошипа, совершающего вращательное движение, и к центру крейцкопфного (или поршневого) пальца, совершающего возвратно-поступательное (возвратное) движение.

Масса колена вала может быть разбита на три части, из которых неуравновешенными являются $m_{кI}$ и $m_{кII}$ (рис. 30). Приведенная к кривошипу масса колена

$$m_к = m_{кI} + m_{кII}\frac{\rho}{r}. \qquad (I—136)$$

Масса шатуна может быть приближенно заменена двумя массами, одна из которых m_x сосредоточена в центре крейцкопфного (или поршневого) пальца, а другая m_y — в центре кривошипной шейки.

В расчетах принимают $m_x = (0{,}3 \div 0{,}4)\,m_ш$ и соответственно $m_y = (0{,}7 \div 0{,}6)\,m_ш$, где $m_ш$ — масса шатуна.

Суммарную массу $m_п$ комплектного поршня, совершающего возвратно-поступательное движение, составляют массы совместно движущихся поршней, поршневых штоков, ползунов и крейцкопфа

с пальцем. Вследствие прямолинейности движения можно считать всю массу сосредоточенной в центре пальца крейцкопфа.

Общая масса возвратно-движущихся частей компрессора с учетом шатуна

$$m_s = m_п + m_x. \qquad (I—137)$$

Общая масса неуравновешенных вращающихся частей, приведенных к пальцу кривошипа,

$$m_r = m_к + m_y. \qquad (I—138)$$

Силы инерции. В кривошипном механизме возникают следующие силы инерции:

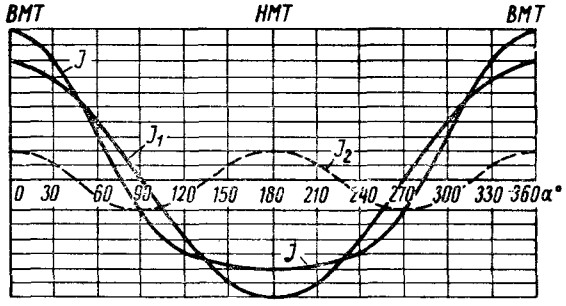


Рис. 31. Диаграмма сил инерции первого и второго порядков при $\lambda = 1/4$

1. Сила инерции возвратно-движущихся масс

$$I = m_s j = m_s r\omega^2 (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha). \qquad (I—139)$$

Эту силу можно представить в виде суммы:

$$I = I_1 + I_2, \qquad (I—140)$$

где

$$I_1 = m_s r\omega^2 \cos\alpha \qquad (I—141)$$

— сила инерции первого порядка, период изменения которой равен времени одного оборота вала, и

$$I_2 = m_s r\omega^2 \lambda \cos 2\alpha \qquad (I—142)$$

— сила инерции второго порядка, период изменения которой равен времени полуоборота вала. Обе силы I_1 и I_2 всегда направлены по оси ряда, но периодически изменяют свою величину.

Амплитуды сил инерции первого и второго порядка, обозначаемые соответственно $I_1^{(0)}$ и $I_2^{(0)}$, связаны равенством

$$I_2^{(0)} = \lambda I_1^{(0)},$$

т. е. амплитуда сил инерции второго порядка в $\frac{1}{\lambda}$ раз меньше, чем сил инерции первого порядка (рис. 31).

2. Центробежная сила неуравновешенных вращающихся масс постоянна по величине и направлена по радиусу кривошипа

$$I_r = m_r r\omega^2. \qquad (I—143)$$

Действующие силы. Давление газа в цилиндрах всех ступеней, последовательно расположенных в ряду компрессора, действует одновременно на поршни и торцовые поверхности цилиндров, создавая равные по величине, но противоположные по направлению силы $П$ (рис. 32). Одновременно с суммарной поршневой силой, которую воспринимают поршни и передают на палец крейцкопфа, возникает равная, но противоположно направленная сила, приложенная к цилиндрам. Последняя либо прижимает цилиндры к станине, либо отрывает их от нее.

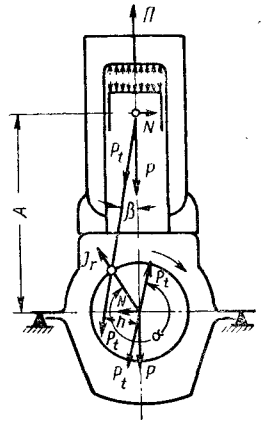


Рис. 32. Схема действия сил в одноцилиндровом компрессоре

К пальцу крейцкопфа, кроме поршневой силы, вызванной давлением газа, приложена сила инерции возвратно-движущихся частей.

Алгебраическая сумма этих сил

$$П + I = P. \qquad (I—144)$$

Раскладывая силу P на две составляющие: по направлению шатуна — P_t и нормально к оси цилиндров — N, получим:

$$P_t = \frac{P}{\cos\beta}, \qquad (I—145)$$

$$N = P \operatorname{tg}\beta. \qquad (I—146)$$

Сила P_t, действуя на палец кривошипа, создает момент $M_к = P_t h$, который может быть заменен парой сил P_t с тем же моментом $M_к$ и приведенной силой P_t, приложенной к подшипникам коленчатого вала.

Момент компрессора

$$M_к = P_t h = Pr \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta} \qquad (I—147)$$

противодействует вращению вала.

Момент $M_к$ равен алгебраической сумме моментов

$$M_к = M_д - I\varepsilon, \qquad (I—148)$$

где $M_д$ — момент двигателя, приложенный к валу компрессора;
I — момент инерции вращающихся масс;
ε — угловое ускорение коленчатого вала;
$I\varepsilon$ — момент касательных сил инерции маховика.

Силу P_t, приложенную к подшипникам вала, можно разложить на две силы: действующую по оси ряда и нормальную к ней.

Нормальная сила

$$P_t \sin\beta = P\frac{\sin\beta}{\cos\beta} = P\,\mathrm{tg}\,\beta = N,$$

а сила, направленная вдоль оси цилиндра,

$$P_t \cos\beta = \frac{P\cos\beta}{\cos\beta} = P.$$

Таким образом, на станину компрессора действуют две противоположные силы, одна из которых $П$ приложена к фланцу крепления цилиндра, а другая P — к подшипникам. Разность этих сил равна силе инерции возвратно-движущихся масс.

$$P - П = I. \qquad (I—149)$$

В однорядных компрессорах она не уравновешивается и действует на фундамент. Кроме того, на фундамент передается также центробежная сила неуравновешенных вращающихся частей I_r, которая направлена по радиусу кривошипа и воспринимается коренными подшипниками.

Силы N при плече A создают действующий на фундамент опрокидывающий момент, равный моменту $M_к$, воспринимаемому валом компрессора. Двигатель компрессора создает крутящий момент $M_д$. На корпус двигателя действует обратный крутящий момент — $M_д$, который передается на фундамент. Компрессор и двигатель обычно устраивают на общем фундаменте; в этом случае моменты вычитаются. Общий фундамент воспринимает реактивный момент

$$W = M_к - M_д = -I\varepsilon, \qquad (I—150)$$

обратный моменту касательных сил инерции маховика и меняющий свое направление противоположно знаку ε.

Следовательно, на фундамент однорядного компрессора, кроме его веса, действуют свободные силы инерции I и I_r и реактивный момент W.

Силы от давления газа в цилиндрах на фундамент не передаются.

Силы инерции возвратно-движущихся масс достигают наибольших значений в мертвых точках. Изменение ее по ходу поршня показано на рис. 33, *а*. Более крутые кривые соответствуют повышенным оборотам.

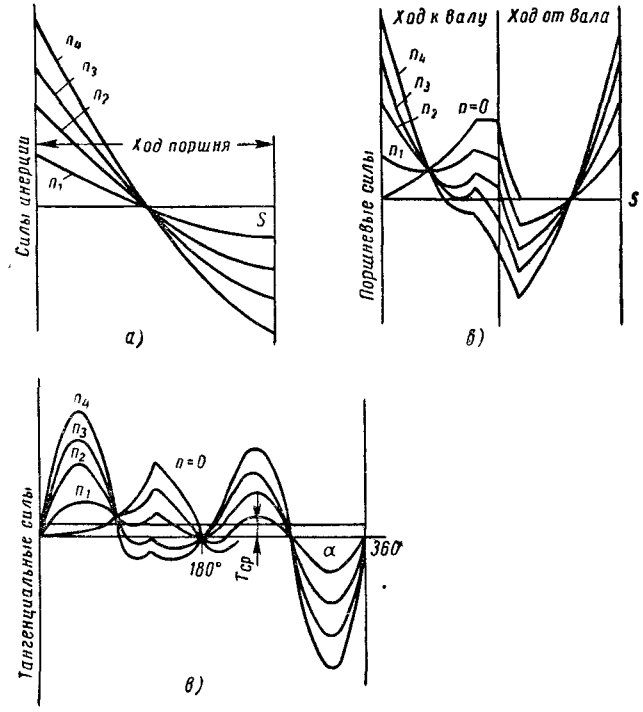


Рис. 33. Диаграммы сил инерции (*а*), поршневых (*б*) и тангенциальных (*в*) при различных числах оборотов n

Силы давления газа на поршень, изменение которых выражает индикаторная диаграмма, и силы инерции составляют результирующие поршневые силы. На диаграмме поршневых сил (рис. 33, *б*) показаны их значения при различных оборотах при ходе поршня к валу и от него.

Приложенный к валу крутящий момент двигателя или противодействующий ему момент компрессора

$$M_к = rT, \qquad (I—151)$$

где rT — тангенциальная сила, приложенная к пальцу кривошипа.

Из формулы (I—147) находим

$$T = P\,\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta}, \qquad (I-152)$$

где P — результирующая поршневая сила, соответствующая положению кривошипа.

Величины тангенциальных сил откладывают в виде ординат на развернутой окружности вращения кривошипа соответственно углам его поворота и концы ординат соединяют плавной кривой. Полученная кривая тангенциальных сил является вместе с тем и кривой момента, противодействующего вращению вала. Под влиянием сил инерции форма кривой тангенциальных сил изменяется, т. е. она зависит от числа оборотов компрессора (рис. 33, *в*).

Кривые тангенциальных сил двухрядных и многорядных компрессоров строят отдельно для каждого ряда, смещая их относительно друг друга по длине в зависимости от угла между кривошипами (рис. 34). В угловых компрессорах с коленом вала, общим для нескольких рядов, кривые должны быть смещены относительно друг друга на угол развала между цилиндрами. Кривая суммарных тангенциальных сил находится сложением ординат отдельных кривых.

Маховой момент компрессора. Вращающий момент, действующий на вал со стороны двигателя при передаче ременной или через эластичную муфту можно считать постоянным в течение всего оборота и равным произведению средней тангенциальной силы на радиус кривошипа. Момент, действующий на вал со стороны компрессора, изменяется соответственно кривой тангенциальных сил. На некоторых участках хода (рис. 34) противодействующий момент больше, а на других меньше среднего момента, создаваемого двигателем. Соответственно на одних участках — недостаток энергии двигателя, на других ее избыток. Аккумулятором энергии, как известно, служит маховик. Если потребление энергии превышает ее подвод, маховик передает часть накопленной им энергии компрессору, уменьшая свою угловую скорость. В обратном случае он ее увеличивает. Точки пересечения линии средней тангенциальной силы с восходящими участками кривой тангенциальных сил соответствуют наибольшим скоростям маховика, а с нисходящими участками — наименьшим.

Ход кривой тангенциальных сил характеризует последовательность накопления и расход энергии маховиком. Когда диаграмма тангенциальных сил имеет несколько волн, угловая скорость маховика на протяжении оборота достигает нескольких минимумов и максимумов. Наибольшее изменение живой силы маховика на протяжении одного оборота определяют по векторной диаграмме.

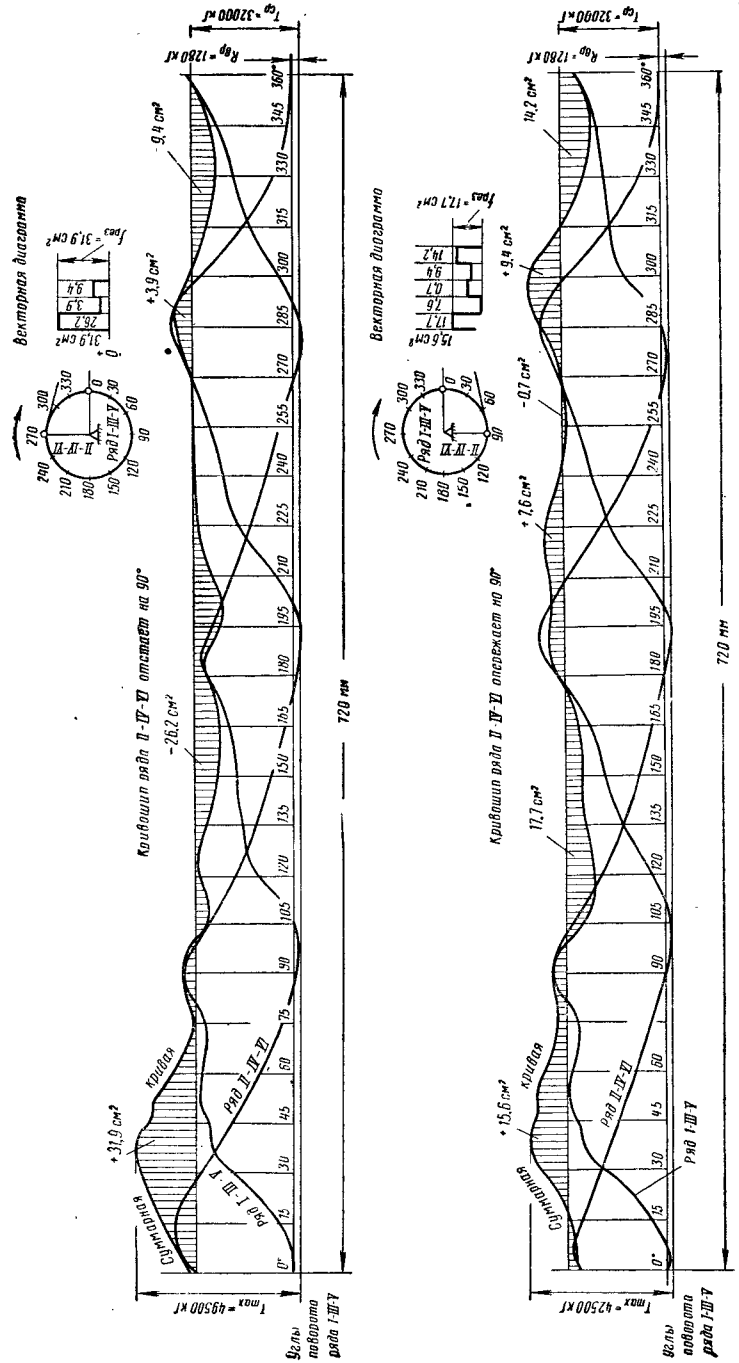


Рис. 34. Диаграммы тангенциальных сил двухрядного шестиступенчатого компрессора (по схеме рис. 27, верх) при различном расположении кривошипов

Если считать избыточные площадки, расположенные над линией средней тангенциальной силы, положительными, а под ней — отрицательными, то расход и накопление энергии маховиком можно представить в виде векторов, соответствующих этим площадкам (рис. 34).

Вспомогательная векторная диаграмма показывает последовательное изменение энергии маховика под влиянием каждой избыточной площадки. Расхождение между крайними верхним и нижним концами векторов, определяющее разность между наибольшим и наименьшим значениями алгебраической суммы избыточных площадок при последовательном суммировании, выражает величину результирующей площадки. Эта величина представляет разность между максимальной и минимальной живой силой маховика в течение каждого оборота, и чем она больше, тем тяжелее должен быть маховик.

Изменение энергии маховика в течение оборота

$$L = J\frac{\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2}{2} = J\frac{(\omega_{max} + \omega_{min})(\omega_{max} - \omega_{min})}{2} = J\omega_{ср}^2\delta,$$

где $\omega_{ср} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}$ — средняя угловая скорость маховика;

$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{ср}}$ — степень неравномерности вращения;

J — момент инерции маховика.

Принимая во внимание, что

$$J = MR^2 = \frac{G}{g}\cdot\frac{D^2}{4} \approx \frac{GD^2}{40}$$

и

$$\omega_{ср} = \frac{\pi \cdot n}{30},$$

получим

$$L = \frac{GD^2}{40}\frac{\pi^2 \cdot n^2}{900}\cdot\delta \approx \frac{GD^2}{3600}n^2\delta.$$

Отсюда

$$GD^2 = 3600\frac{L}{n^2\delta}\ кгм^2, \qquad (I—153)$$

где D — диаметр окружности, проведенной через центр тяжести сечения обода маховика, $м$;

G — приведенный к диаметру D вес маховика, $кг$;

L — величина избыточной работы, выражаемая результирующей площадкой диаграммы тангенциальных сил, $кГм$.

Масштаб работы на тангенциальной диаграмме определяют следующим образом. Путь кривошипа за один оборот равен πS. При длине диаграммы тангенциальных сил l масштаб длин $m_{дл}$ выражается отношением

$$m_{дл} = \frac{\pi S}{l}\ м/см.$$

Если при этом масштаб тангенциальных сил принят $m_c = кГ/см$, то масштаб площадей $m_{пл} = m_{дл}\cdot m_c\ кГм/см^2$ и, следовательно, результирующей площадке $f_{рез}$ соответствует работа

$$L = m_{пл}f_{рез}\ кГм.$$

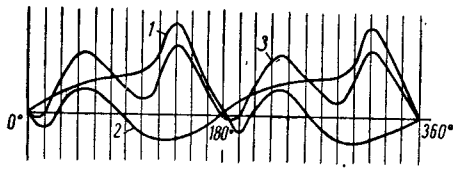


Рис. 35. Тангенциальная диаграмма двухрядного одноступенчатого компрессора одинарного действия с углом между кривошипами 180°:

1 и *2* — кривые тангенциальных сил I и II рядов, *3* — суммарная

Выбирая угол смещения кривошипов в двухрядных и многорядных компрессорах, стремятся к тому, чтобы результирующая площадка получилась наименьшей. В двухрядных компрессорах одинарного действия кривошипы заклинивают под углом 180°, при котором волны тангенциальных кривых хорошо погашают друг друга (рис. 35). В двухрядных компрессорах двойного действия диаграмма тангенциальных сил наиболее благоприятна при угле смещения кривошипов 90 или 180°, причем может оказаться выгодным опережение одного или другого кривошипа. Угол смещения кривошипов трехрядных компрессоров одинарного или двойного действия с трехколенчатым валом выбирают 120°.

Выбор степени неравномерности вращения δ зависит от рода привода:

ременная передача

$$\delta = \frac{1}{30} - \frac{1}{40},$$

привод от электродвигателя через эластичную муфту на валу компрессора

$$\delta = \frac{1}{80}.$$

Маховой момент привода от электродвигателя, насаженного на вал компрессора, определяют по допустимой величине пульсации потребляемого тока. Затем проверяют степень неравномерности вращения, учитывая колебания величины крутящего момента от действующих на ротор переменных электрических сил. Значение δ

ограничивают величиной $\frac{1}{80}$. Метод расчета для привода от электродвигателя приведен в литературе [1].

Маховой момент, как видно из выражения (I—153), снижается обратно пропорционально квадрату числа оборотов. Поэтому у многооборотных компрессоров он должен быть небольшим. Если эти компрессоры выполняют многорядными, угол между кривошипами выбирают не из условия уменьшения маховика, а учитывая необходимость наиболее полного уравновешивания сил инерции.

Уравновешивание сил инерции

Силы инерции периодически изменяются по величине и направлению и вызывают колебания фундамента. Уменьшения колебаний можно достигнуть, уравновешивая силы инерции другими силами инерции, изменяющимися с тем же периодом, но направленными в противоположную сторону. В многорядном компрессоре частичное или полное взаимное уравновешивание сил может быть достигнуто путем выбора рационального угла смещения кривошипов, расположения рядов и устройства добавочных противовесов на коленчатом валу. В компрессоре, полностью уравновешенном, суммы сил инерции первого и второго порядков, моментов всех сил инерции и центробежных сил от неуравновешенных вращающихся масс в любом положении вала равны нулю.

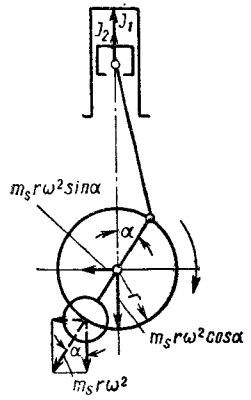


Рис. 36. Взаимодействие центробежной силы противовеса с силой инерции первого порядка возвратно-движущихся масс

Реактивный момент W остается неуравновешенным во всех случаях.

Если силы инерции неуравновешены, вибрацию можно уменьшить устройством фундамента достаточно большой массы. Вес фундамента крупных компрессоров иногда достигает 5000 m.

Передвижные компрессорные установки не имеют фундамента. Его роль выполняют масса тележки и закрепленные на ней механизмы. Поэтому компрессоры, предназначенные для таких установок, должны быть хорошо уравновешены.

Однорядные компрессоры. Для уравновешивания центробежной силы инерции I_r на щеках колена, противоположно кривошипной шейке располагают два противовеса. Суммарная масса противовесов m_0 может быть найдена из условия:

$$m_0 r_0 \omega^2 = m_r r \omega^2,$$

где r_0 — расстояние центра тяжести противовеса от оси вращения вала.

Если масса одного противовеса

$$\frac{m_0}{2} = \frac{1}{2} m_r \frac{r}{r_0},$$

то вращающиеся массы полностью уравновешены.

Силы инерции возвратно-движущихся масс в однорядной кривошипной машине можно уравновесить лишь кинематически сложными средствами.

Свободную центробежную силу $m_s r\omega^2$ (рис. 36) можно создать дополнительными противовесами с массой m_s, сосредоточенной на радиусе r. Перенеся эту силу в центр вала и разложив по двум взаимно перпендикулярным направлениям, получим составляющую $m_s r\omega^2 \cos\alpha$, которая действует вдоль оси ряда, направлена противоположно силе инерции первого порядка I_1, равна ей по величине и полностью ее уравновешивает. Вторая составляющая $m_s r\omega^2 \sin\alpha$, действующая в направлении, перпендикулярном оси ряда, остается свободной. Таким образом дополнительные противовесы на коленчатом валу, в сущности, не уравновешивают силу I_1, а лишь поворачивают ее в плоскости вращения колена на угол 90°. В горизонтальных компрессорах осуществляют поворот 0,3 ÷ 0,5 силы I_1, остальная часть ее действует в горизонтальном направлении. В вертикальных компрессорах поворот силы инерции первого порядка допускается только при установке вала на подшипниках качения; горизонтальную составляющую рекомендуется ограничивать величиной 0,15 ÷ 0,20 I_1.

Силы инерции второго порядка, период изменения которых соответствует полуобороту вала, не могут быть уравновешены противовесами на коленчатом валу. Других устройств, вследствие их сложности, в компрессорах не применяют.

Многорядные компрессоры

а) **Цилиндры расположены в параллельных рядах по одну сторону вала.** Рассмотрим компоновку с двумя рядами и углом смещения колен 180° (1 в табл. 6).

Силы инерции первого ряда

$$I_1' = m_s' r\omega^2 \cos\alpha;$$

$$I_2' = m_s' r\omega^2 \lambda \cos 2\alpha;$$

$I_r' = m_r r\omega^2$ (направлена по радиусу кривошипа первого ряда).

Силы инерции второго ряда:

$$I_1'' = m_s'' r\omega^2 \cos(\alpha + 180°) = -m_s'' r\omega^2 \cos\alpha;$$
$$I_2'' = m_s'' r\omega^2\lambda \cos 2(\alpha + 180°) = m_s'' r\omega^2\lambda \cos 2\alpha;$$

$I_r'' = -m_r r\omega^2$ (направлена противоположно радиусу кривошипа первого ряда).

Неуравновешенные вращающиеся массы m_r обычно одинаковы для обоих рядов.

При сложении сил получим:

$$\sum I_1 = (m_s' - m_s'') r\omega^2 \cos\alpha;$$
$$\sum I_2 = (m_s' + m_s'') r\omega^2\lambda \cos 2\alpha;$$
$$\Sigma I_r = 0. \qquad (I—154)$$

Силы инерции первого порядка, направленные в противоположные стороны, образуют относительно средней оси момент

$$M_1 = \frac{1}{2}(m_s' + m_s'') r\omega^2 a \cos\alpha. \qquad (I—155)$$

Максимум и минимум сил инерции первого и второго порядков достигаются при следующих значениях угла α:

	максимум	минимум
I_1	0°	180°
I_2	0 и 180°	90 и 270°

Момент пары сил от неуравновешенных вращающихся масс

$$M_r = m_r r\omega^2 a \qquad (I—156)$$

может быть полностью уравновешен установкой на валу двух противовесов, образующих противоположный момент той же величины M_r.

Наиболее полное уравновешивание достигается при равенстве масс. Для этого поршень в ряду низкого давления выполняют облегченным, например из легких сплавов, или утяжеляют поршень ряда высокого давления. Для уменьшения момента сил инерции первого порядка следует сокращать расстояние между рядами.

Наибольшие амплитуды результирующих (свободных) сил инерции и их моментов для этой и следующих компоновок с параллельным расположением цилиндров приведены в табл. 6.

Компоновка 2 не обеспечивает уравновешивания сил инерции и моментов, но позволяет получить более плавную кривую тангенциальных сил и, следовательно, снижение массы маховика.

В компоновках 3, 4 и 5 силы инерции первого и второго порядков полностью уравновешены, но их моменты остаются свободными. В компоновке 6 не уравновешены лишь силы инерции второго порядка, но их сумма достигает значительной величины.

При расположении всех цилиндров по одну сторону вала минимальное число рядов, необходимое для полного уравновешивания силы инерции и их моментов, равно шести (компоновка 7).

Таблица 6

Амплитуды результирующих сил инерции и их моментов в компоновках с параллельным расположением рядов при равенстве масс по рядам ($m_s = \text{idem}$)

Положение цилиндров относительно вала	Число рядов	Компоновка	Амплитуды сил		Амплитуды моментов	
			I порядка $I_1^{(0)}$	II порядка $I_2^{(0)}$	I порядка $M_1^{(0)}$	II порядка $M_2^{(0)}$
По одну сторону вала	2	1	0	$2m_s r\omega^2\lambda$	$m_s r\omega^2 a$	0
	2	2	$\sqrt{2}\, m_s r\omega^2$	0	$\frac{\sqrt{2}}{2} m_s r\omega^2 a$	$m_s r\omega^2\lambda a$
	3	3	0	0	$\sqrt{3}\, m_s r\omega^2 a$	$\sqrt{3}\, m_s r\omega^2\lambda a$
	4	4	0	0	$2\sqrt{2}\, m_s r\omega^2 a$	$2m_s r\omega^2\lambda a$

Продолжение

Положение цилиндров относительно вала	Число рядов	Компоновка	Амплитуды сил: I порядка $I_1^{(0)}$	Амплитуды сил: II порядка $I_2^{(0)}$	Амплитуды моментов: I порядка $M_1^{(0)}$	Амплитуды моментов: II порядка $M_2^{(0)}$
По одну сторону вала	4	5	0	0	$\sqrt{2}\, m_s r\omega^2 a$	$4m_s r\omega^2 \lambda a$
	4	6	0	$4m_s r\omega^2\lambda$	0	0
	6	7	0	0	0	0
По обе стороны вала	2	8	0	0	$m_s r\omega^2 a$	$m_s r\omega^2 \lambda a.$
	3	9	0	0	0	0

б) **Цилиндры расположены в параллельных рядах с обеих сторон вала (горизонтальные оппозитные машины).**

Двухрядные. Углы смещения колен 180° (компоновка 8 в табл. 6).

Силы инерции первого и второго порядка направлены в противоположные стороны и их результирующие равны:

$$\Sigma I_1 = I_1' - I_1'' = (m_s' - m_r'')\, r\omega^2 \cos\alpha, \qquad (I—157)$$

$$\Sigma I_2 = I_2' - I_2'' = (m_s' - m_s'')\, r\omega^2\lambda \cos 2\alpha. \qquad (I—158)$$

При равенстве масс $m_s' = m_s'' = m_s$ силы взаимно уравновешиваются, но создают моменты

$$M_1 = m_s r\omega^2 \cos\alpha, \qquad (I—159)$$

$$M_2 = m_s r\omega^2\lambda a \cos 2\alpha. \qquad (I—160)$$

Расстояние между рядами a определяется только конструкцией вала. Оно всегда значительно меньше, чем в компоновках 1 и 2, где сближение рядов в вертикальном компрессоре ограничено размерами цилиндров, а в горизонтальном — кроме того, местом под маховик или электродвигатель.

Неплавность тангенциальной диаграммы в компоновке 8 компенсируется повышением оборотов, поэтому масса маховика небольшая.

Трехрядные. Цилиндры двух крайних рядов расположены по одну сторону оси вала, цилиндр среднего ряда — по другую. Среднее колено трехколенчатого вала смещено на 180° (компоновка 9 в табл. 6). Здесь может быть достигнута уравновешенность не только сил инерции первого и второго порядков, но и их моментов. Массы возвратно-движущихся частей двух крайних рядов должны быть одинаковы и в сумме равны массе среднего ряда. Полное уравновешивание сил инерции завершается установкой двух противовесов, рассчитанных на избыточную массу крайних колен.

Возможность полного уравновешивания сил инерции, а в некоторых компоновках и их моментов, послужила основной причиной широкого применения оппозитных компрессоров. Их выполняют с числом рядов до десяти.

Угловые компрессоры. *Двухрядные.* Ряды расположены под углом 90°, шатуны соединены с общим коленом (рис. 37).

Сила инерции первого порядка возвратно-движущихся частей левого ряда, имеющих массу m_s',

$$I_1' = m_s' r\omega^2 \cos\alpha.$$

Сила инерции первого порядка правого ряда с массой возвратно-движущихся частей m_s''

$$I_1'' = m_s'' r\omega^2 \cos(90° - \alpha) = m_s'' r\omega^2 \sin\alpha.$$

При геометрическом сложении обеих составляющих результирующая сила

$$I_1 = \sqrt{(I_1')^2 + (I_1'')^2} \qquad \text{(I—161)}$$

изменяется по эллипсу, большая ось которого совпадает с осью ряда с большей возвратно-движущейся массой (m_s'' на рис. 37).

Противовесы с массой m_s' на плече r, развивая центробежную силу $m_s' r\omega^2$, уравновешивают составляющую OE, действующую вдоль левого ряда, и часть ED составляющей EC, направленной вдоль правого ряда. Неуравновешенная сила инерции первого порядка $\Delta I_1''$ направлена вдоль оси правого ряда и выражается вектором DC, заключенным между внутренней окружностью и эллипсом.

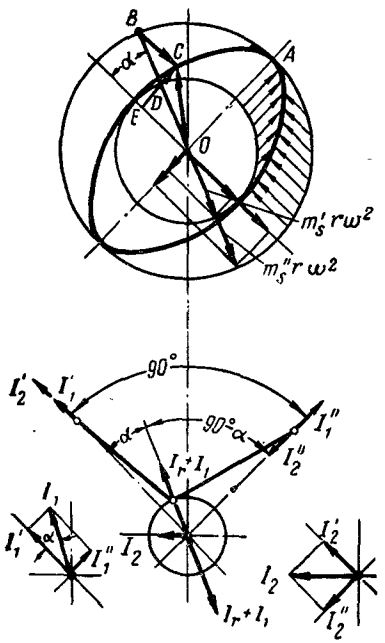


Рис. 37. Уравновешивание сил инерции противовесами при V-образном расположении цилиндров и угле между рядами 90°

$$\Delta I_1'' = (m_s'' - m_s')r\omega^2 \sin\alpha. \qquad \text{(I—162)}$$

Противовесы массой m_s'' на том же плече r уравновешивают правую составляющую сил инерции первого порядка, но дают избыточную составляющую BC, заключенную между внешней окружностью и эллипсом и направленную по оси левого ряда:

$$\Delta I_1' = (m_s' - m_s'')\, r\omega^2 \cos\alpha. \qquad \text{(I—163)}$$

При массе противовесов $m_s = \frac{m_s' + m_s''}{2}$ максимальная неуравновешенная сила инерции первого порядка разделится поровну и будет действовать попеременно в обоих направлениях.

Если возвратно-движущиеся массы обоих рядов ($m_s' = m_s'' = m_s$) равны, результирующая

$$I_1 = m_s r\omega^2 \sqrt{\cos^2\alpha + \sin^2\alpha} = m_s r\omega^2, \qquad \text{(I—164)}$$

постоянна по величине и направлена по радиусу кривошипа. Она может быть полностью уравновешена двумя противовесами с общей массой m_s на плече r.

Суммарная масса противовесов, учитывая неуравновешенные вращающиеся части при том же плече r, равна

$$m_0 = m_s + m_r. \qquad \text{(I—165)}$$

Силы инерции второго порядка

$$I_2' = m_s' r\omega^2\lambda \cos 2\alpha,$$

$$I_2'' = m_s'' r\omega^2\lambda \cos 2(90° - \alpha) = -m_s'' r\omega^2\lambda \cos 2\alpha$$

при геометрическом сложении дают равнодействующую

$$I_2 = \sqrt{(I_2')^2 + (I_2'')^2}. \qquad \text{(I—166)}$$

Результирующая сил инерции второго порядка при $m_s' = m_s'' = m_s$

$$I_2 = \sqrt{2}\, m_s r\omega^2\lambda \cos 2\alpha. \qquad \text{(I—167)}$$

Обе составляющие действуют каждая вдоль оси своего ряда, равны по абсолютной величине, но направлены в противоположные стороны относительно вала и симметрично оси, расположенной в V-образных компрессорах горизонтально. Поэтому результирующая сила инерции второго порядка всегда направлена по горизонтальной оси. При постановке противовесов она не уравновешивается и остается единственной свободной силой.

Для вертикально-горизонтального выполнения чертеж (рис. 37) должен быть повернут на 45°. Под тем же углом повернута к горизонту свободная результирующая сила инерции второго порядка I_r, определяемая формулой (I—167).

Полное уравновешивание всех сил инерции первого порядка посредством противовесов является основным преимуществом угловых компрессоров. Но силы инерции второго порядка не уравновешиваются.

Выбор средней скорости поршня и числа оборотов поршневого компрессора

В расчете поршневого компрессора важную роль играет величина средней скорости поршня

$$c_{ср} = \frac{S \cdot n}{30}\ м/сек, \qquad \text{(I—168)}$$

где S — ход поршня, $м$;

n — число оборотов вала в минуту.

Ее выбирают в пределах:

$$c_{ср} = 3{,}5 \div 5\ м/сек.$$

Лишь для небольших компрессоров передвижных станций допускают скорости до 7 *м/сек*.

Площадь поршня

$$F = \frac{V_h}{2c_{ср}}, \qquad (I—169)$$

где V_h — рабочий объем ступени.

Учитывая схему компрессора и давления всасывания и нагнетания, вычисляют наибольшую поршневую силу $П$, в зависимости от которой определяют ход поршня S:

$$S = A\sqrt{П}\ м, \qquad (I—170)$$

где $П$ — поршневая сила, *т*;

A — коэффициент, значение которого следует выбирать в пределах 0,08—0,10.

По принятой средней скорости поршня и величине S находят число оборотов

$$n = \frac{30 \cdot c_{ср}}{S}. \qquad (I—171)$$

Чем выше число оборотов, тем меньше вес и габариты компрессора. Однако с увеличением числа оборотов возрастают силы инерции возвратно-движущихся масс. При работе под нагрузкой сила инерции направлена противоположно поршневой силе и на механизм движения действует их разность. При холостом ходе, когда в цилиндрах компрессора нет давления газа, механизм движения воспринимает только силу инерции. В связи с этим число оборотов не должно быть очень высоким — при силах инерции больше поршневых механизмы движения компрессора придется рассчитывать не на поршневую силу, а на силу инерции. Определив число оборотов и величины возвратно-движущихся масс, находят силу инерции и, если она больше поршневой силы, выбранное число оборотов снижают.

При непосредственном соединении компрессора и двигателя числа оборотов компрессора и двигателя должны быть равны. Числа оборотов электрических двигателей установлены ГОСТ.

Типы компрессоров

В зависимости от расположения цилиндров различают компрессоры вертикальные, горизонтальные и угловые. К угловым относятся машины с вертикально-горизонтальным и с наклонным расположением цилиндров, т. е. V-образные и W-образные, а также веерообразные и звездообразные.

Компрессоры каждого типа отличаются числом рядов (линий) цилиндров, равным числу шатунов, и выполняются крейцкопфными и бескрейцкопфными. Этим особенностям соответствует различное устройство механизма движения и станины, т. е. базы компрессора.

Бескрейцкопфное выполнение (рис. 38) применяют только для небольших машин. По сравнению с крейцкопфными машинами они имеют следующие недостатки: пониженный механический к. п. д.; сравнительно большие утечки газа через поршневые кольца; менее эффективное использование рабочего объема цилиндра вследствие одинарного действия; повышенный унос масла из картера в цилиндры и сильное загрязнение им сжимаемого газа.

В отличие от крейцкопфных компрессоров, где обычно применяют раздельную смазку (для механизма движения — машинное масло, а для цилиндров — компрессорное), бескрейцкопфные компрессоры имеют единую систему смазки, в которой используют излишне вязкое для механизма движения и более дорогое компрессорное масло.

Преимуществами малых бескрейцкопфных компрессоров является значительно меньший вес, чем крейцкопфных, и простота выполнения. Но бескрейцкопфные компрессоры мощностью свыше 40—60 *квт* не имеют преимущества в весе, и их целесообразно применять только для передвижных компрессорных станций, вследствие компактности.

Если не допускается загрязнение газа минеральным маслом или сжимаемый газ активно вступает с ним в реакцию, бескрейцкопфные компрессоры не применяют.

Как бескрейцкопфные, так и крейцкопфные компрессоры применяют в машинах различного типа.

Каждому типу компрессоров присущи преимущества и недостатки в отношении простоты конструкции, удобства эксплуатации и доступности узлов для ремонта.

Вертикальные компрессоры по сравнению с горизонтальными отличаются меньшим и более равномерным по окружности износом поршней и цилиндров, простой и легкой станиной, которая в отличие от рам горизонтальных компрессоров испытывает напряжения преимущественно растяжения и сжатия, а не изгиба. В конструкции цилиндров отсутствуют опоры. Удобно извлечение поршня с помощью крана.

Силы инерции возвратно-движущихся масс действуют на фундамент вертикально. Машина менее подвержена колебаниям, фундамент может быть более легким. Вертикальные компрессоры занимают меньшую площадь, чем компрессоры других типов. Преимущества вертикального выполнения особенно важны для компрес-

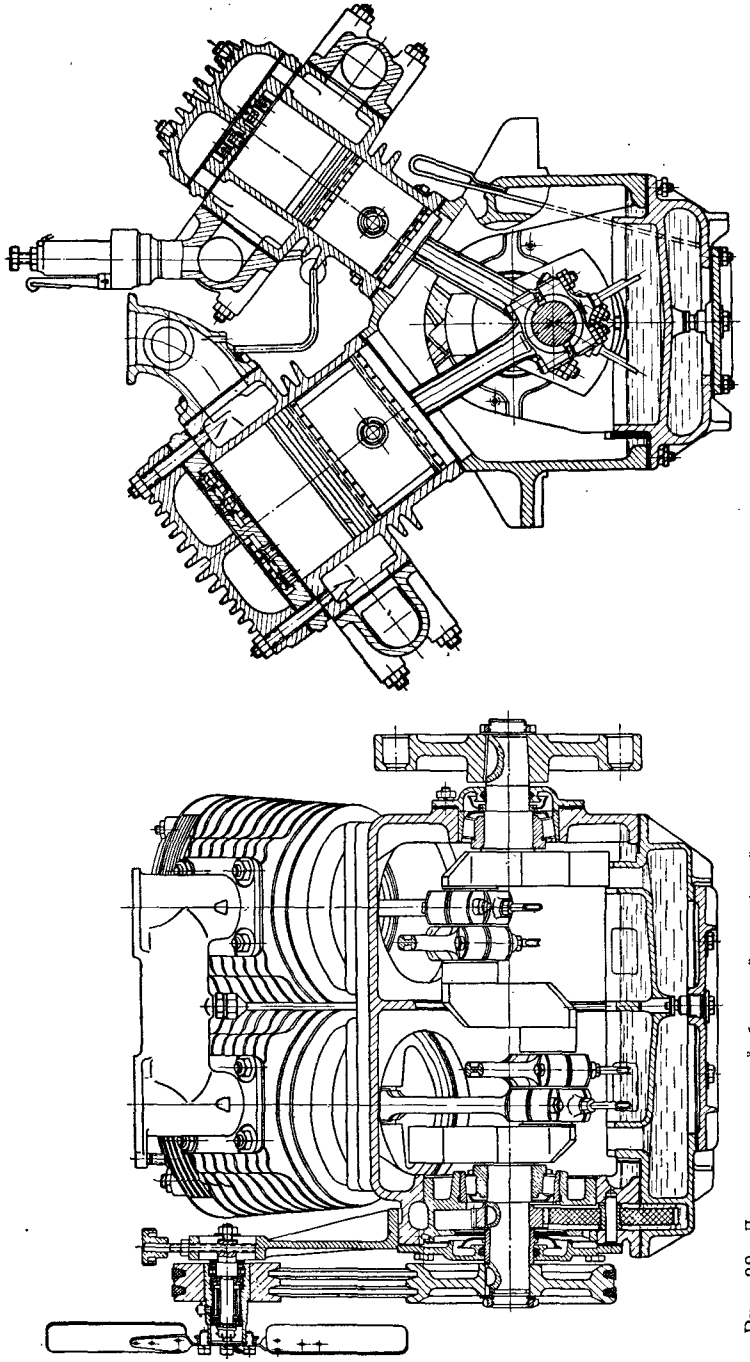


Рис. 38. Двухступенчатый бескрейцкопфный компрессор с воздушным охлаждением, выполненный по V-образной сдвоенной схеме:
$\bar{V} = 5$ *м³/мин*; $p_к = 7$ *кГ/см²*; $n = 1050$ об/мин

соров с неполноценной смазкой цилиндров, например кислородных (рис. 39) со смазкой водно-глицериновой эмульсией, а также для

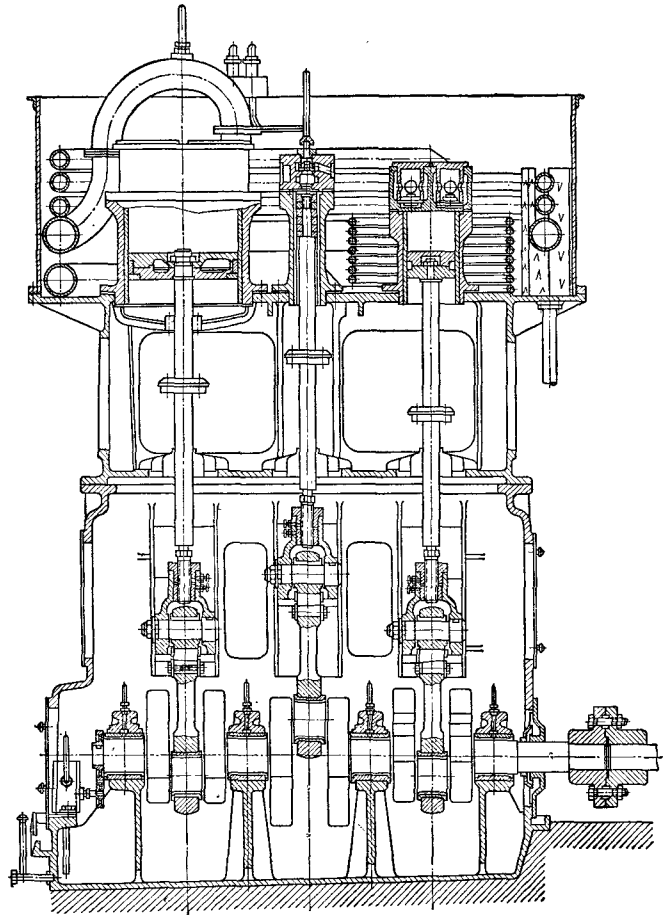


Рис. 39. Трехступенчатый кислородный компрессор:
$\bar{V} = 5$ *м³/мин*; $p_к = 165$ *кГ/см²*; $n = 130$ об/мин; диаметры цилиндров 460/200/85 *мм*; ход поршня $S = 300$ *мм*; $N = 70$ *квт* (Казанский компрессорный завод)

машин без смазки цилиндров — с уплотнениями поршней и сальников посредством графитовых колец или лабиринтов. Такие компрессоры широко распространены для сжатия кислорода, хлора

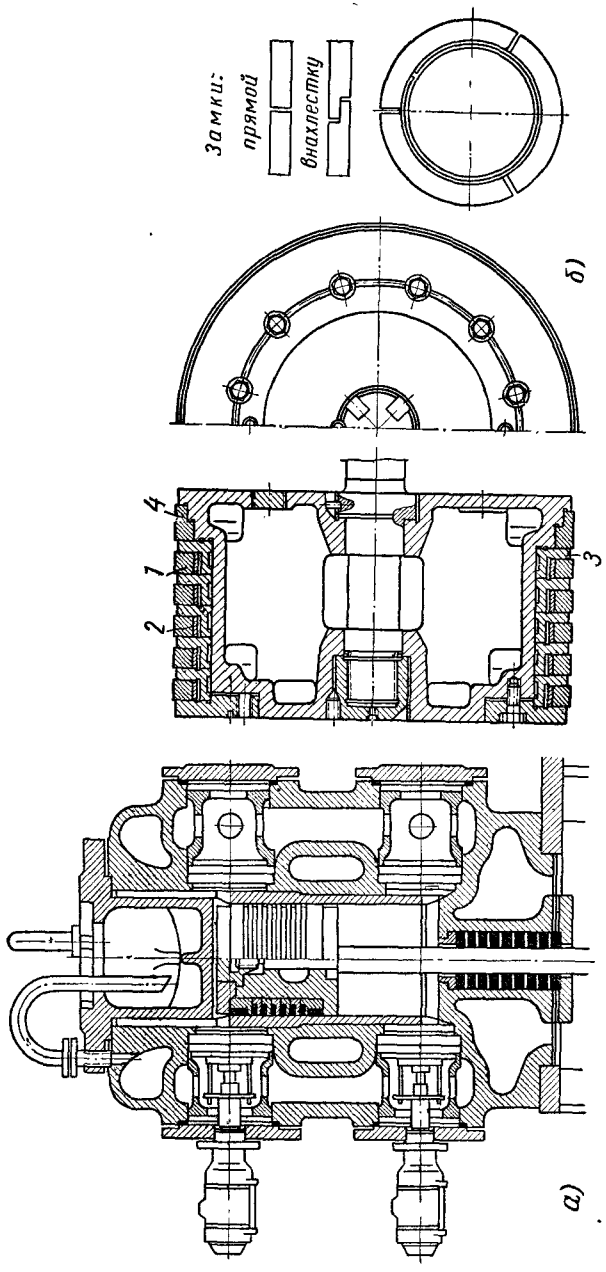


Рис. 40. Компрессор с графитовым уплотнением:
а — цилиндр; *б* — поршень

и других газов, не допускающих смазки минеральным маслом, и в различных производствах пищевой, фармацевтической и химической промышленности, где необходимо избегать загрязнения газа маслом.

Компрессор с уплотнениями из графитовых колец показан на рис. 40. Графитовые кольца *1*, разрезанные на три или более частей, вместе с распорными пружинящими кольцами *2* находятся в кольцевых камерах *3*. Графитовое кольцо *4*, плотно посаженное в кольцевую канавку поршня, служит направляющим.

Горизонтальные компрессоры по сравнению с крупными вертикальными более удобны для обслуживания, так как вся машина доступна для контроля машинистом. Аппаратуру и трубопроводы крупных горизонтальных компрессоров размещают обычно в подвале под машиной. Однако для снижения стоимости все чаще применяют бесподвальное выполнение компрессора. Демонтаж коренного вала и шатуна производится легче, чем в компрессорах других типов.

Горизонтальные компрессоры изготовляют почти исключительно крейцкопфными. Они могут быть выполнены с расположением цилиндров по одну сторону вала — однорядными или двухрядными (рис. 41) или оппозитными, цилиндры которых находятся по обе стороны вала. Такие компрессоры чаще всего выполняют со встречным движением поршней (рис. 42 и 42,*а*). В этом случае число рядов, определяемое числом шатунов, выбирается четным, а колена вала каждой пары противолежащих рядов взаимно смещены на угол 180°.

В горизонтальных компрессорах со встречным движением возможно значительно увеличить число оборотов и уменьшить массу фундамента. Для этого полностью уравновешивают силы инерции поступательно движущихся масс, выполняя поршни противолежащих рядов равными по весу. Поршневые силы этих рядов противоположны по направлению, вследствие чего на коренные подшипники действует их разность. Тем самым уменьшается работа трения, а следовательно, износ подшипников и коренных шеек вала.

При увеличении числа рядов компрессора, достигающего шести, а в отдельных случаях восьми и десяти, исключается необходимость последовательного расположения нескольких цилиндров друг за другом в одном ряду. При выполнении в ряду одного или, реже, двух цилиндров они более доступны для ремонта.

В двухрядных горизонтальных компрессорах маховик или электрический двигатель расположен между рядами. Напротив, компрессоры оппозитного выполнения имеют общую раму (рис. 42). Некоторые заводы выполняют четырехрядный компрессор Н-образным, на двух раздельных рамах, а электрический двигатель располагают между ними (рис. 43). При этом увеличивается расстояние между цилиндрами, что удобно для обслуживания, но услож-

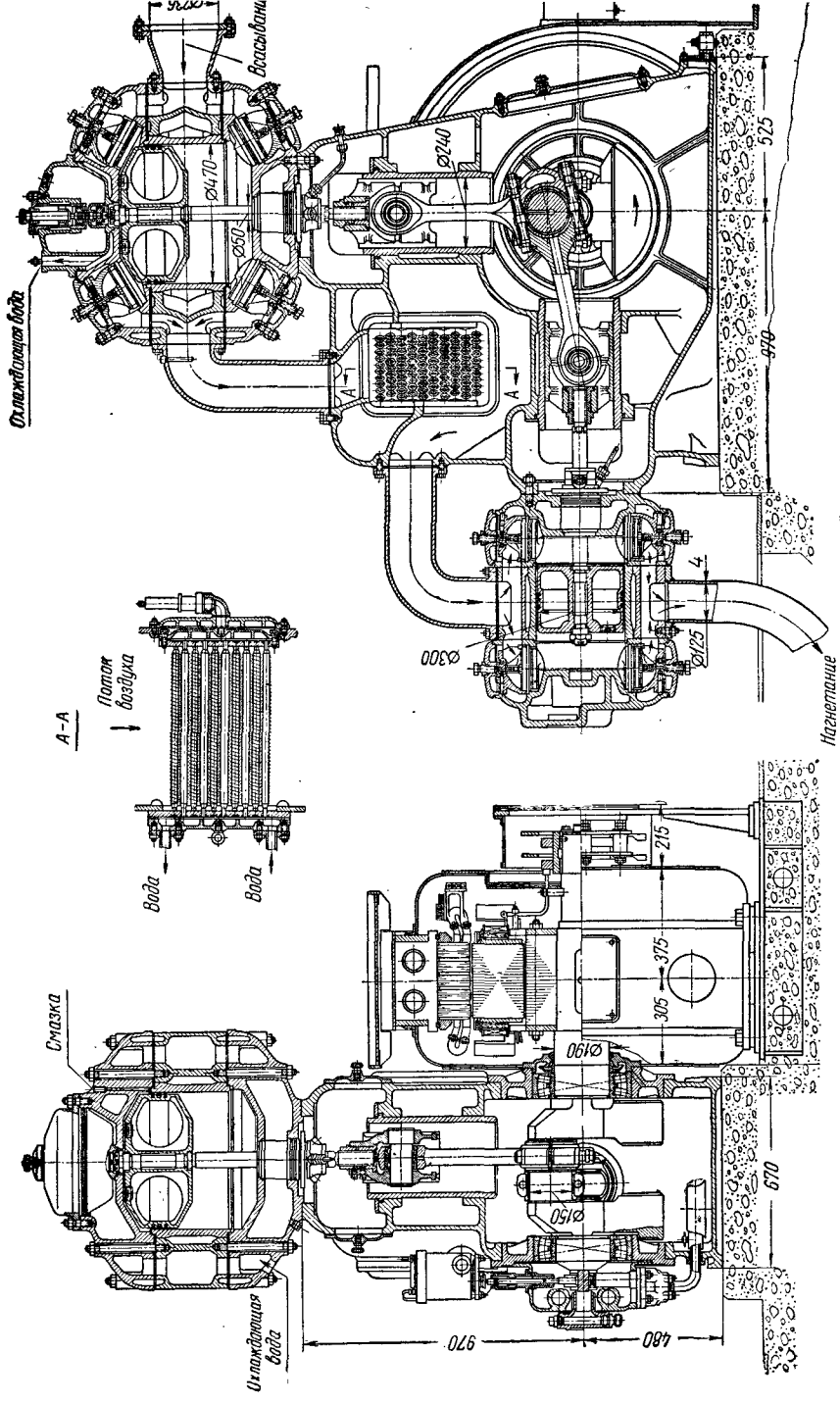


Рис. 44. Вертикально-горизонтальный двухступенчатый компрессор для воздуха: $V = 30$ м³/мин; $p_к = 8$ кГ/см²; $S = 220$ мм; $n = 500$ об/мин; $N = 176$ квт; вес 4,5 т

объединены общим понятием схемы компрессора, которая зависит от его типа, назначения, производительности и давления.

Схема в значительной мере определяет доступность цилиндров при ремонте, удобство обслуживания сальников и пр. В ряде случаев она влияет на величину утечек газа, степень износа поршней, размеры маховика, габариты и общий вес машины.

Компрессоры малой производительности должны быть простыми для монтажа и обслуживания, а предназначенные для передвижных установок и судов, кроме того, компактными и легкими. Компрессоры большой производительности должны быть надежными и экономичными. Требования простоты обслуживания и ремонта предъявляются ко всем машинам, но нельзя не учитывать, что крупные компрессоры обслуживает более квалифицированный персонал, чем малые. Надежность в работе — тоже общее требование, но особо существенное для крупных компрессоров, которые часто работают без остановок в течение 2—3 месяцев. При этом безаварийность является первым условием. Затраты, направленные на уменьшение износа и повышение надежности машин, незначительны по сравнению с теми убытками, которые вызываются простоями компрессора и остановкой или сокращением вследствие этого производства.

Требования, предъявляемые к компрессорам в зависимости от их значения, отражены в разнообразных схемах. Наиболее характерные и распространенные из них приведены на рис. 45.

Выбор числа рядов компрессора и размещение ступеней в ряду. Положительными особенностями однорядного выполнения являются более простой механизм движения и меньшее число сальников. Двухрядные же и многорядные компрессоры по сравнению с однорядными имеют преимущества:

1) более равномерная тангенциальная диаграмма и, следовательно, меньшая масса маховика;

2) меньшие поршневые силы и, как следствие, пониженный вес возвратно-движущихся частей каждого ряда; снижение приблизительно обратно увеличению числа рядов. При этом число оборотов машины может быть увеличено, а габариты и вес компрессора и его двигателя снижены;

3) меньшие суммарные силы инерции вследствие того, что максимальные их значения в отдельных рядах возникают разновременно или одновременно, но частично или полностью уравновешивая друг друга; фундамент компрессора может быть выполнен более легким;

4) удобство монтажа цилиндров и лучшая их доступность при ремонте вследствие того, что в одном ряду расположено меньше цилиндров.

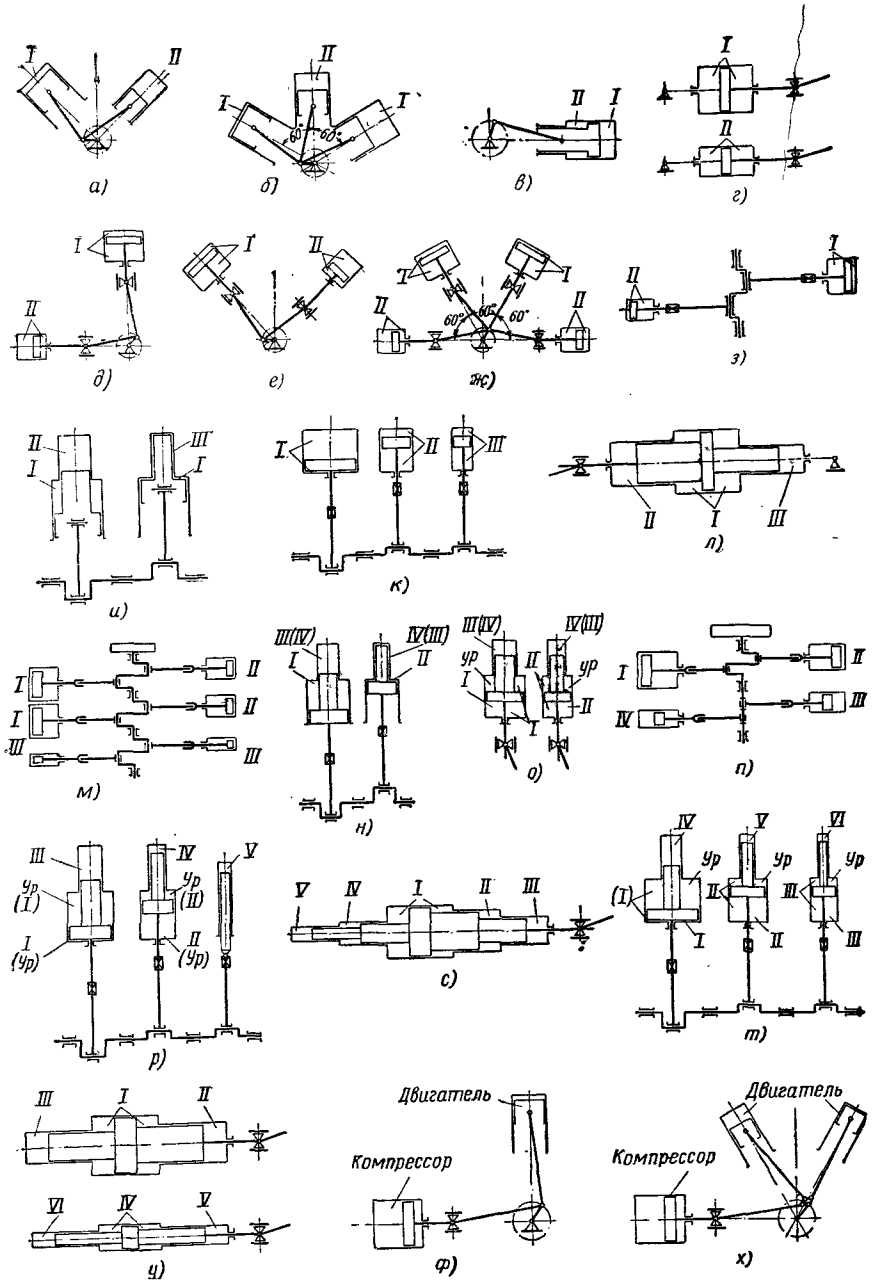


Рис. 45. Схемы компрессоров:

а—з — двухступенчатых, *и—м* — трехступенчатых, *н—п* — четырехступенчатых, *р—с* — пятиступенчатых, *т—у* — шестиступенчатых *ф—х* — при встроенных цилиндрах двигателя внутреннего сгорания

В многорядном компрессоре поршневые силы рядов должны быть, по возможности, равны. Тогда кривошипные механизмы одинаково нагружены и машина имеет наименьший вес. Если компрессор не имеет промежуточных отборов газа, то для равенства поршневых сил в рядах в каждом из них должно быть одинаковое число ступеней. Это желательно также для уменьшения длины машины.

Цилиндры различных ступеней в ряду компрессора следует располагать с учетом уравнивания поршневых сил, условий уплотнения поршней и сальников.

Если поршневые силы в конце хода поршня к валу и от вала равны, кривошипный механизм легче и инерционные силы меньше. Механический к. п. д. компрессора с равными поршневыми силами выше и примерно одинакова работа прямого и обратного ходов, вследствие чего снижается масса маховика.

Равенство поршневых сил существенно главным образом для малооборотных компрессоров средней и большой мощности. В многооборотных компрессорах масса маховика не велика, поэтому с неравенством поршневых сил ряда считаются меньше, а малые машины для упрощения конструкции изготовляют бескрейцкопфными одинарного действия.

Цилиндры машин средней и большой производительности выполняют двойного действия или при нескольких ступенях в ряду объединяют в дифференциальный блок. Преимущества такого выполнения — простота конструкции, уменьшение числа сальников и длины машины. Недостатком является большой вес дифференциального поршня.

Если отношения давлений в ступенях равны и между ними отсутствует отбор газа, то поршневые силы переднего и заднего ходов в ряду компрессора с дифференциальным блоком одинаковы в случае, когда одна половина ступеней, составляющих ряд, обращена к валу, а другая в обратную сторону. Поршневые силы всегда равны, если ряд состоит из ступеней двойного действия, выполненных со сквозными штоками.

В дифференциальном блоке с четным числом ступеней вместо симметричного распределения ступеней по направлению к валу и от него для уравнивания поршневых сил устраивают иногда уравнительную полость. В отличие от рабочих полостей компрессора она не имеет клапанов и находится под постоянным давлением газа. Чаще всего уравнительную полость сообщают с давлением всасывания первой ступени, а в отдельных случаях с одним из межступенчатых давлений.

Уравнительная полость увеличивает размеры блока цилиндров, а утечки в нее газа из смежных рабочих полостей вызывают заметные потери производительности и мощности. Поэтому применять-

ее рекомендуется только в том случае, если нельзя другим способом достигнуть уравнивания поршневых сил.

При выборе схемы компрессора учитывают ее особенности с точки зрения уплотнения поршней. Ступени высокого давления для снижения утечек газа и работы трения поршневых колец следует уплотнять по возможно меньшему периметру поршня. Их располагают в торце дифференциального блока. Порядок ступеней, кроме того, выбирают таким, чтобы сальник не находился на ступени высокого давления.

Поршни крупных горизонтальных компрессоров (диаметры цилиндров более 1000 *мм*) часто выполняют подвешенными на штоке, опирающемся концами на крейцкопф и ползун или на два ползуна. При этом полностью устраняется износ поршней, уменьшается износ цилиндров, снижается расход энергии до 2%. Однако устройство добавочных параллелей, ползунов и сальников усложняет конструкцию компрессора. Подвешивание поршней особенно эффективно при загрязненном газе.

Для компрессоров средней и большой производительности из различных вариантов целесообразны многорядные схемы с расположением в ряду одного цилиндра, а для многоступенчатых компрессоров высокого давления — не более двух.

После выбора схемы компрессора определяют ход поршня, число оборотов и размеры цилиндров.

Привод компрессора

Наиболее распространен электрический привод компрессоров. Основные его преимущества — простота устройства и обслуживания, надежность в работе, компактность конструкции и постоянная готовность к действию. Последнее особенно важно для автоматизации компрессорной установки.

Для привода компрессоров иногда применяют паровую машину или газовый двигатель; в машинах малой и средней мощности — двигатель внутреннего сгорания, работающий на жидком топливе. Выбор привода для крупных компрессоров зависит от энергобаланса предприятия.

Привод от паровой машины применяют сравнительно редко вследствие загрязнения маслом отработанного пара; конденсат нельзя повторно использовать. Применяют привод от паровой турбины с передачей через редуктор.

Паровая машина, турбина и двигатель внутреннего сгорания допускают изменение числа оборотов, вследствие чего возможно плавно и экономично регулировать производительность компрессора. Нормальные электродвигатели рассчитаны на постоянное

число оборотов. Электродвигатели с плавным изменением числа оборотов сложны или неэкономичны и для привода компрессоров не применяются. При двигателе с постоянным числом оборотов производительность компрессора регулируют с помощью специальных устройств, что усложняет его конструкцию.

Если двигатель выполнен отдельно от компрессора, то мощность передается на вал через муфту, редуктор или клиноременную передачу.

Электрический двигатель. В современных установках электрический двигатель помещают на общей оси с валом компрессора, достигая непосредственной передачи движения.

Для компрессоров малой мощности применяют привод от асинхронных, преимущественно короткозамкнутых электродвигателей. При мощности компрессоров свыше 100 *квт* предпочитают синхронные электродвигатели.

Электродвигатель соединяют с валом компрессора эластичной или, при общей фундаментной плите, жесткой муфтой. Для многооборотных компрессоров мощностью до 150 *квт* целесообразен фланцевый двигатель, статор которого крепят фланцем к станине компрессора, а ротор насаживают на удлиненный конец коленчатого вала. При таком выполнении значительно упрощается конструкция электродвигателя, сокращается на 25—30% длина установки и облегчается монтаж.

В компрессорных установках мощностью до 2500 *квт* применяют электродвигатели консольного типа, статор которых устанавливают на общем с компрессором фундаменте, ротор же подобно фланцевым двигателям насаживают на удлиненный конец коленчатого вала (рис. 44).

Благодаря расположению опор вала по одну сторону ротора в валу и подшипниках фланцевого и консольного электродвигателей не индуктируется электрический ток и подшипники не подвергаются вызываемой этим током коррозии.

Горизонтальные компрессоры средней и большой производительности часто приводятся в движение специальными малооборотными электродвигателями, расположенными между рядами или между рамой и выносным подшипником; ротор двигателя насажен на коренной вал компрессора, укреплен тангенциальными шпонками и служит его маховиком.

Крупные электродвигатели большой мощности заглубляют до $^1/_3$ высоты в нишу фундамента. Для осмотра и ремонта электродвигателя размеры ниши должны допускать смещение статора на всю ширину ротора. Статор устанавливают на салазках. При отсутствии такой возможности статор выполняют из двух половин. По условию, предъявляемому заводами-изготовителями, суммар-

ный прогиб вала от приложенных к кривошипам сил и асимметричного действия магнитного поля на ротор не должен превышать 10% от зазора между ротором и статором. Величина зазора у мощных асинхронных компрессорных двигателей обычно не превышает 2 *мм*, а у таких же двигателей синхронного типа достигает 4—5 *мм*. При малом допустимом прогибе приходится увеличивать диаметр вала сверх размеров, определяемых условиями его прочности.

Длительность пускового периода синхронных двигателей составляет 5—6 сек. При этом пусковой ток равен 5,0—5,5-кратному номинальному или примерно пусковому току короткозамкнутых асинхронных двигателей. Как и у последних, он может быть снижен почти вдвое первоначальным включением только половины статорной обмотки либо с помощью пускового трансформатора.

Ввод двигателя в синхронный режим производится посредством пусковой асинхронной обмотки. В синхронном режиме асинхронная пусковая обмотка ротора перестает содействовать вращению. В условиях синхронной работы ротор совершает колебательные движения по отношению к вращающемуся полю, которые возбуждают в пусковой обмотке токи, тормозящие колебания. Таким образом, в синхронном режиме работы пусковая обмотка действует как демпфер угловых колебаний ротора.

Колебания ротора возникают вследствие того, что противодействующий вращению момент на валу поршневого компрессора периодически изменяется. Вызывая изменение синхронизирующей силы и усиливаясь этими изменениями, колебания ротора влекут за собой пульсацию силы тока, которая может проявляться в мигании электрических ламп или отразиться на других потребителях энергии, присоединенных к сети, а потому не должны выходить за известные пределы.

Эффективное снижение колебаний силы тока достигается целесообразным выбором схемы компрессора, а также увеличением махового момента. Но так как при этом возрастает вес ротора двигателя, утолщается вал и утяжеляется вся установка, то к этому способу прибегают только после того как исчерпаны все другие. В синхронных двигателях роторы имеют обычно бо́льшие маховые массы, чем в асинхронных.

Вопросы динамики компрессора с приводом от синхронного и асинхронного электродвигателей рассмотрены в специальной литературе [1].

Ток возбуждения малооборотных синхронных двигателей создается многооборотным мотор-генератором. При избыточном возбуждении полюсов синхронный двигатель становится генератором безваттной мощности (опережающий ток с компенсирующим cos φ), а при недостаточном возбуждении поглощает ее (запаздывающий ток). Способность работать при cos φ = 1 или даже быть источником безваттной мощности и улучшать cos φ в сети является основным преимуществом синхронных двигателей, оправдывающим их применение несмотря на высокую первоначальную стоимость и необходимость квалифицированного обслуживания.

При асинхроином и синхронном двигателях компрессор пускают в разгруженном состоянии. Пусковой момент двигателя, включаемого под нагрузкой, определяется наибольшим противодействующим моментом компрессора, соответствующим верхней точке тангенциальной диаграммы. Максимальный момент компрессора при запуске под нагрузкой достигает 150—250% от номинального, а разгруженного около 20—30% той же величины.

Компрессор при пуске разгружают либо свободным перепуском газа после последней и некоторых промежуточных ступеней во всасывающую линию первой ступени, иногда с одновременным открытием продувочных вентилей всех ступеней, либо отжимом всасывающих клапанов.

Для работы во взрывоопасных помещениях электропромышленность выпускает взрывозащищенные двигатели в различных исполнениях. Тип электрического двигателя выбирают согласно специальным правилам [1—4].

Если взрывоопасная концентрация может возникнуть лишь в аварийных случаях, а взрывоопасная смесь содержит газы со сравнительно высокой температурой воспламенения (аммиак, водород, метан, бутан, этилен и светильный, доменный и водяной), например в цехах компрессии азотнотуковых заводов, применяют взрывозащищенные двигатели, продуваемые под избыточным давлением, и взрывонепроницаемые. Последние выпускаются только малой мощности. Их выполняют в прочном и плотном корпусе, способном выдержать наибольшее внутреннее давление, возможное при взрыве.

Главные двигатели компрессоров средней и большой мощности выполняют продуваемыми чистым воздухом под избыточным давлением.

Если компрессор находится в помещении, где по условиям производства может возникнуть взрывоопасная концентрация, либо взрывоопасная смесь содержит газы с низкой температурой воспламенения, то электрический двигатель рекомендуется устанавливать за пределами помещения, отделенным глухой огнестойкой стеной. Движение от двигателя к компрессору передается через вал, пропущенный сквозь стену и уплотненный сальником. При таком устройстве и соблюдении дополнительных требований допускается применение обычного двигателя.

Поршневой двигатель. Энергия от поршневого двигателя в виде паровой машины или двигателя внутреннего сгорания может пере-

даваться компрессору через вал, а при последовательном расположении силовых и компрессорных цилиндров непосредственно через шток. В первом случае двигатель установлен отдельно и связан с компрессором через муфту или редуктор или встроен в конструкцию компрессора. Во втором случае двигатель и компрессор выполнены вместе; механизм движения на большей части хода воспринимает только разность поршневых сил паровой машины и компрессора, вследствие чего уменьшается работа трения и повышается механический к. п. д. Но в мертвых точках поршневые силы складываются, поэтому кривошипный механизм рассчитывают на прочность не по разности, а по сумме поршневых сил. При последовательном расположении цилиндров увеличивается длина компрессора.

Для дальнего газоснабжения, нефтедобывающей и нефтеперерабатывающей промышленности широко применяют компрессоры, выполненные вместе с газовыми двигателями двух- или четырехтактного действия (мотокомпрессоры). Их строят угловыми с расположением цилиндров компрессора горизонтальным и двигателя вертикальным или V-образным (рис. 46).

Число цилиндров двигателя при их вертикальном расположении от двух до восьми. Мощность мотокомпрессоров этого типа значительно повышают применением высокого надува — до 2500 *квт*.

Число колен вала у мотокомпрессоров с V-образным расположением цилиндров двигателя в зависимости от производительности и давления встречается от одного до пяти. Каждое колено связано с тремя поршнями, из которых один двойного действия принадлежит компрессору и два двигателю. Угол развала между цилиндрами двигателя 60°.

Компрессоры с приводом от двигателя внутреннего сгорания снабжают обычно комбинированной системой регулирования производительности. В этой системе первоначального снижения производительности, например от 100 до 50%, достигают, снижая число оборотов двигателя, а дальнейшее — воздействием на компрессор.

Максимальный вращающий момент двигателя не совпадает по времени с максимальным противодействующим моментом компрессора. На время пуска компрессор необходимо разгрузить. Это относится к приводу от газового двигателя, запуск которого затруднителен, и к приводу от паровой машины, допускающей значительную перегрузку.

Для передвижных компрессорных установок применяют автотракторные двигатели дизельного и карбюраторного типов. Первые экономичнее по расходу топлива. Кроме того, они работают на тяжелом более дешевом топливе.

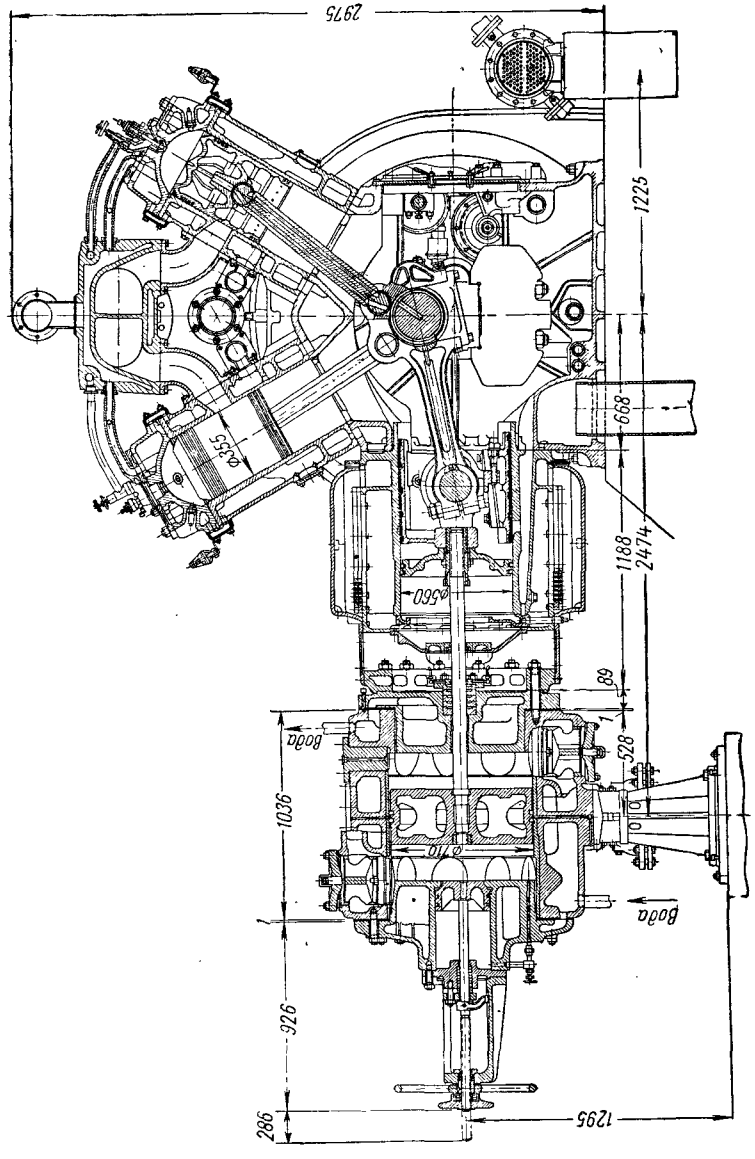


Рис. 46. Мотокомпрессор с цилиндрами газового двигателя, расположенными V-образно (завод «Двигатель революции»)

В компрессоре с приводом от поршневого двигателя поршни двигателя и компрессора имеют поступательное движение. Вращательное движение вала двигателя и компрессора является промежуточным, кинематически вспомогательным движением. Его можно исключить и передавать энергию непосредственно от двигателя к компрессору, несмотря на то, что наибольшие поршневые силы двигателя возникают в начале хода поршня, компрессора — в конце хода.

Дизель-компрессор со свободными поршнями, в котором такая задача решена, действует следующим образом. Энергия газов, расширяющихся в цилиндре дизеля, сообщает движение двум поршневым группам, синхронно движущимся в противоположные стороны, и перемещает их к внешним мертвым точкам. В начале этого хода противодавление газа в цилиндрах компрессора еще невелико, поэтому лишь небольшая доля сил, действующих на поршни дизеля, затрачивается на преодоление давления и сил механического трения. Избыток движущих сил со стороны дизеля над силами сопротивления со стороны компрессора расходуется на увеличение скорости движения поршней, в результате чего избыточная энергия трансформируется в живую силу поршневых масс. По мере сжатия газа в цилиндрах компрессора противодействие со стороны компрессора возрастает. При некотором положении поршней силы сопротивления компрессора становятся равными, а затем превышают уменьшающиеся по ходу поршней движущие силы дизеля. Поршни получают обратное ускорение и передают компрессору запасенную ими энергию, которая расходуется на дальнейшее сжатие газа. Возврат поршней к внутренним мертвым точкам происходит за счет энергии сжатого газа, оставшегося в мертвых пространствах цилиндров компрессора, которые намеренно увеличивают. Таким образом в машинах, действующих по описанному принципу, свободные поршни выполняют аналогично маховику роль аккумулятора энергии.

Четырехступенчатый дизель-компрессор производительностью 2 *м*³/*мин* при 250 *ати* показан на рис. 47. Слева от цилиндра дизеля расположены I и IV ступени, а справа — II и III ступени. Для обеспечения синхронного движения поршневых групп в противоположные стороны дизель-компрессор снабжен двумя зубчатыми синхронизаторами, которые размещены по бокам цилиндра дизеля и состоят из шестерни и двух находящихся с нею в зацеплении реек, связанных с противоположными поршневыми группами. Цилиндр дизеля снабжен двумя рядами окон для прямоточной продувки. Воздух нагнетается поршнем I ступени на протяжении обратного хода и в начале прямого хода.

Дизель-компрессор запускают сжатым воздухом, поступающим в цилиндры компрессора. У выхода из компрессора предусмотрен

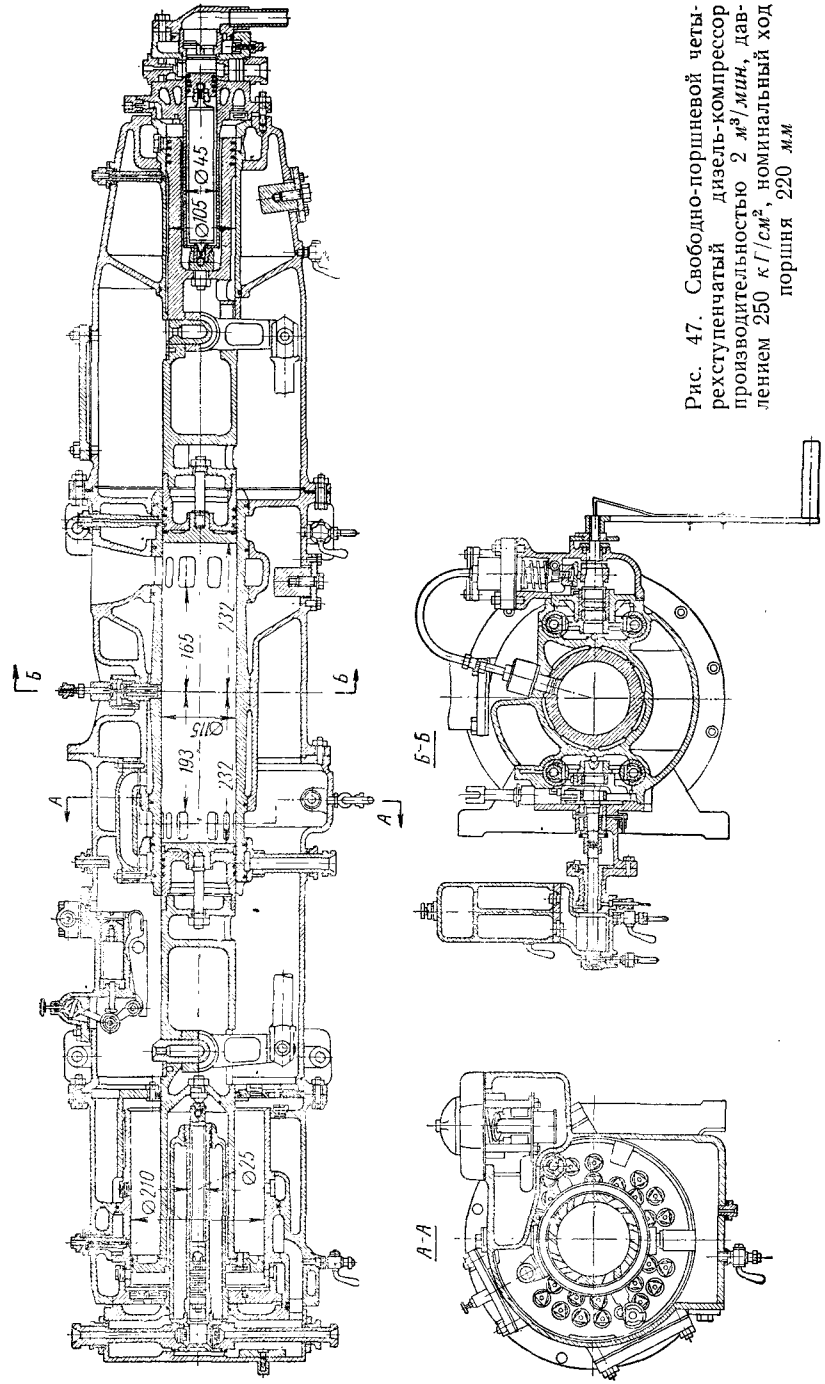


Рис. 47. Свободно-поршневой четырехступенчатый дизель-компрессор производительностью 2 *м*³/*мин*, давлением 250 *кГ*/*см*², номинальный ход поршня 220 *мм*

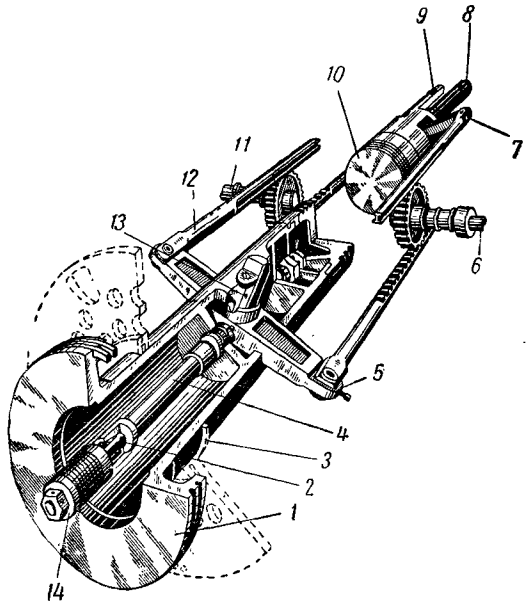


Рис. 47а. Кинематическая схема свободно-поршневого дизель-компрессора:

1 — поршень I ступени, *2* — шаровой шарнир, *3* — уплотнительное кольцо, *4* — поршневой шток IV ступени; *5* — траверза поворотная, *6* — вал привода топливного насоса, *7* — траверза, жестко закрепленная, *8* — поршень III ступени, *9* — поршень II ступени, *10* — поршень двигателя, *11* — вал привода смазочного насоса, *12* — зубчатая рейка механизма синхронизации, *13* — палец траверзы, *14* — поршень IV ступени

клапан, рассчитанный на автоматическое открытие при давлении выше 150 *ати*; выход воздуха в нагнетательную линию прекращается на время пуска при первых рабочих ходах.

В дизель-компрессорах другого исполнения синхронизаторы, расположенные также по бокам цилиндра дизеля, состоят из двух шатунов, связанных с коромыслом, получающим качательное движение. Запуск дизель-компрессора иногда производят натяжением пусковой пружины.

КОНСТРУКТИВНЫЕ УЗЛЫ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Из конструктивных узлов поршневых компрессоров рассмотрим только цилиндры, поршни, сальники, клапаны и системы смазки, а из узлов межступенчатой коммуникации — холодильники. Более

подробно эти и другие узлы компрессоров описаны в специальной литературе [I], [I—5, I—6 и I—7]. Технические условия на их изготовление указаны в [I—8]. Части механизма движения одинаковы или близки по конструкции к узлам паровых машин и двигателей внутреннего сгорания ([I—9] — [I—II]).

Цилиндры

Конструктивные формы цилиндров зависят от давления, производительности, типа, схемы и назначения компрессора, способа охлаждения и материала цилиндров, производственных возможностей и традиций завода-изготовителя.

Для давлений до 60 *кГ/см*^{2} (при очень малых размерах и простых формах — до 220 *кГ/см*^{2}) цилиндры выполняют чугунными; до 150 *кГ/см*^{2} — стальное литье; на более высокие давления — кованные из углеродистой или легированной стали.

Чугунные цилиндры (рис. 48) с водяной рубашкой и каналами, соединяющими клапаны со всасывающим и нагнетательным патрубками, представляют собой сложные двухстенные или трехстенные отливки.

Стальную отливку цилиндра по технологическим причинам выполняют очень простой (рис. 49), доступной в любой части для заварки раковин; упрощение формы иногда достигается применением съемного кожуха водяной рубашки. Ввиду трудности выполнения стальных отливок в ряде случаев изготовляют кованые цилиндры и для давлений ниже 150 *кГ/см*^{2}.

Для упрощения отливки многие заводы составляют цилиндры из трех частей. Так, в частности, выполнен цилиндр I ступени компрессора на рис. 44. Стальные кованые цилиндры также иногда изготовляют сборными с отъемной кованой или литой клапанной коробкой.

Рабочую поверхность цилиндра тщательно обрабатывают, шлифуют, а в серийном производстве хонингуют. Чтобы не допустить образования уступов от выработки кольцами, рабочую поверхность заканчивают с обоих концов коническими сбегами. Их располагают таким образом, чтобы первое и последнее кольцо в крайнем положении поршня выходило за кромку рабочей поверхности на 1—2 *мм*.

В цилиндры часто вставляют «сухие» втулки из перлитного чугуна, более высокого антифрикционного качества и улучшенной структуры по сравнению с обычным литейным чугуном; качество рабочей поверхности повышается и одновременно снижаются требования к отливке цилиндров. Но устройство «сухих» втулок ухудшает охлаждение.

В цилиндрах (рис. 48 и 49) втулки фиксируют буртом только с одного конца, для возможности теплового удлинения ее во время

работы. Второй конец втулки не закреплен и может перемещаться в осевом направлении.

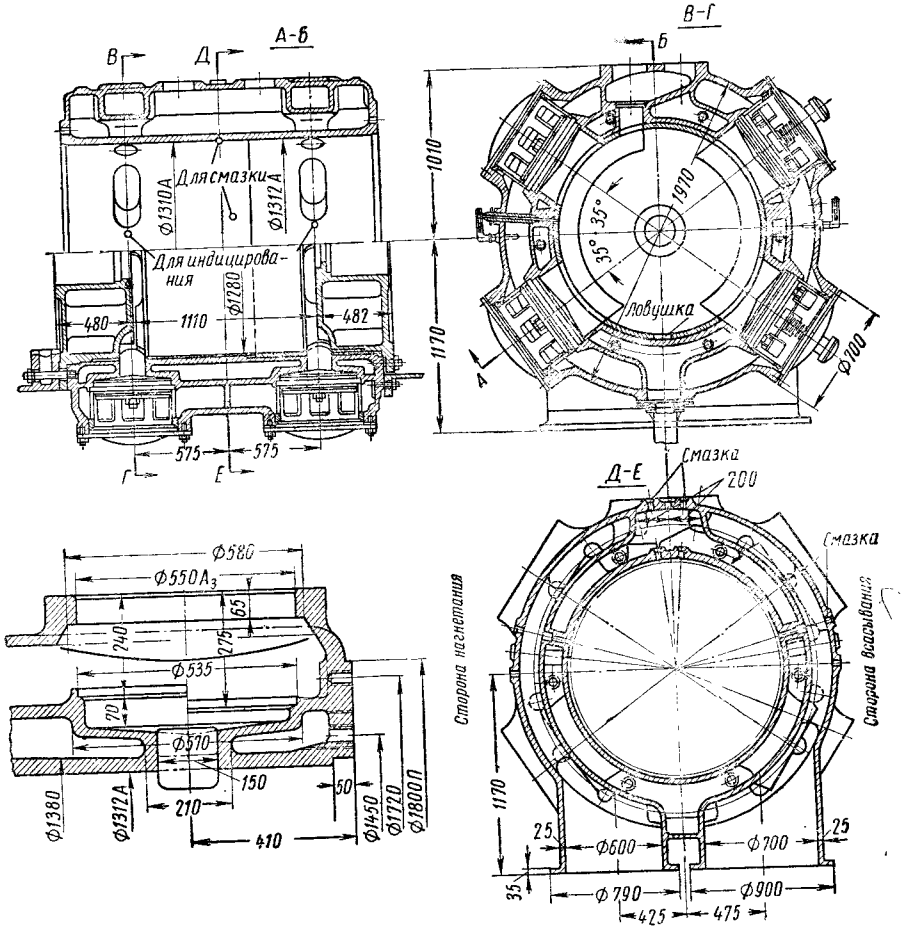


Рис. 48. Трехстенный цилиндр низкого давления

Для уменьшения значительной осевой силы, возникающей при температурных деформациях и действующей на борт втулок цилиндров высокого давления, предусматривают небольшие посадочные допуски, задавая отклонения размеров втулки от фактических размеров обработанного цилиндра. Величину натяжения на участке в $\frac{1}{3}$ длины втулки у бурта рекомендуется указывать с учетом фактического диаметра расточки под втулку и принимать в пределах (0,00015—0,0002) D, на остальном участке предусматривают зазор, равный (0,00005—0,0001) D.

Для повышения прочности втулки переход от цилиндрической части к бурту выполняют по конусу или радиусу.

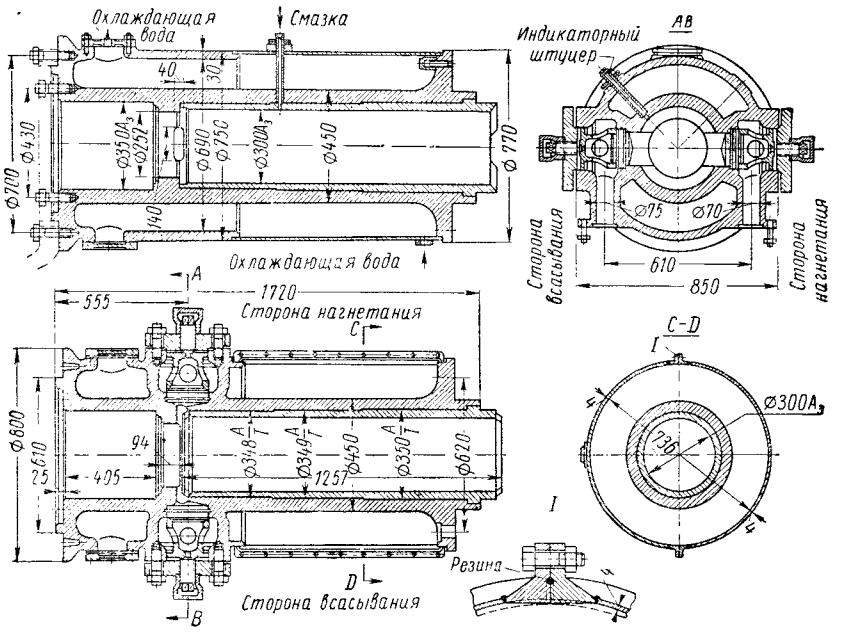


Рис. 49. Стальной литой цилиндр (p=120 $кГ/см^2$)

Применяют также чугунные «мокрые» втулки (рис. 44), которые упрощают отливку цилиндров и значительно снижают внутренние напряжения в них.

Втулки в цилиндре уплотняют резиновыми кольцами или прокладками.

В цилиндрах компрессора осевые силы вызывают периодические упругие деформации; при нескольких цилиндрах в ряду они достигают 0,5—1,0 *мм*, кроме того, возникают тепловые деформации еще больших величин.

Учитывая продольные деформации, цилиндры горизонтальных компрессоров часто выполняют с подвижными опорами: скользящими или качающимися.

При проектировании цилиндров важно правильно определить проходные сечения патрубков. Их находят по условной средней скорости газа в патрубке $c_{п.ср}$ и площади поршня F:

$$f_п = \frac{c_{ср}}{c_{п.ср}} \cdot F, \qquad (1-172)$$

где $c_{ср} = \frac{S \cdot n}{30}$ — средняя скорость поршня, *м/сек*;

S — ход поршня, *м*;

n — число оборотов, мин.

Значения $c_{п.ср}$, *м/сек*:

цилиндр	низкого давления	12—18
»	среднего »	10—15
»	высокого »	8—12

Сечение примыкающих к цилиндрам трубопроводов межступенчатой коммуникации выбирают равным сечению патрубков или большим в 1,5—2,0 раза.

Для снижения газодинамических потерь, которые, вследствие пульсации потока, иногда весьма значительны, каналам цилиндра придают обтекаемые формы. При переходе из овального окна цилиндра в гнездо под клапаном (рис. 48) происходит стеснение потока газа и потеря давления. Более целесообразна конструкция клапанных гнезд с выходом клапана непосредственно в полость цилиндра (рис. 44).

Клапаны размещают в цилиндре или его крышке так, что их оси расположены радиально, наклонно или параллельно оси цилиндра (рис. 50). Радиальное расположение клапанов в цилиндре (рис. 50, *а*), наиболее распространенное в компрессорах средней и большой производительности, дает возможность разместить клапаны достаточно большого проходного сечения. Однако при этом увеличивается объем мертвого пространства. Это относится и к расположению клапанов в кольцевом кожухе вокруг цилиндра (всасывающий клапан под нагнетательным в параллельных плоскостях, по рис. 50, *д*). При этом расположении затруднен также доступ к внутренним клапанам, и всасываемый газ нагревается от нагнетательных клапанов. Цилиндры вертикальных компрессоров с таким расположением клапанов имеют преимущество лишь в одном — их пластины лежат горизонтально.

Размещение всасывающих и нагнетательных клапанов в крышках цилиндра одинарного действия упрощает конструктивные формы цилиндров. Наклонное расположение клапанов в крышках (рис. 50,*г*) выполняют часто в цилиндрах двойного действия компрессоров средней и большой производительности (цилиндр I ступени на рис. 44). При этом можно без значительного увеличения мертвых

пространств разместить клапаны сравнительно большого проходного сечения.

Крышки цилиндров, клапаны и клапанные крышки уплотняют медными или алюминиевыми прокладками, поставленными в замок, а в ступенях низкого давления применяют паронит, фибру и комбинированные медно-асбестовые прокладки. Металлические прокладки, для смятия которых необходимо удельное давление, превышающее

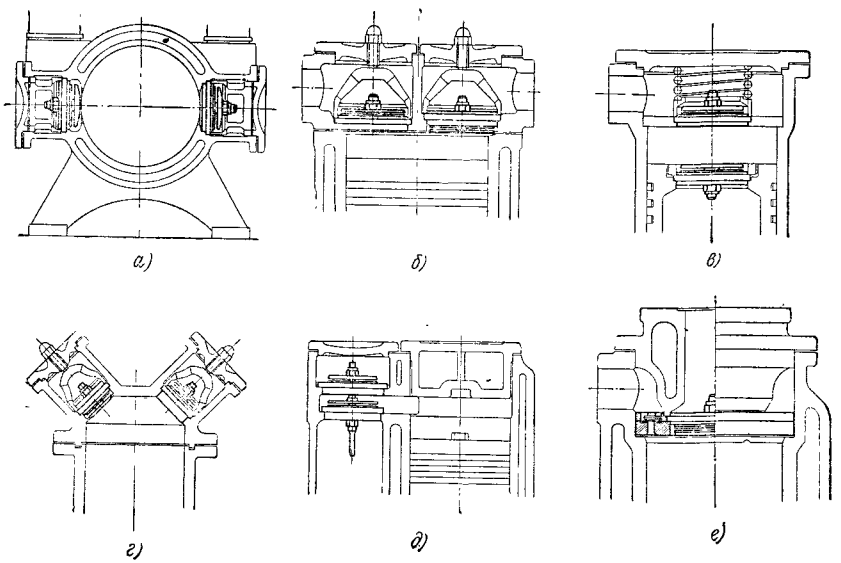


Рис. 50. Расположение клапанов в цилиндре:

а — радиальное в корпусе; *б* — осевое в крышке; *в* — осевое в поршне и крышке; *г* — наклонное в крышке; *д* — в кольцевом кожухе (всасывающий и нагнетательный клапаны в параллельных плоскостях); *е* — в торце цилиндра (комбинированный, всасывающе-нагнетательный клапан)

предел текучести их материала, выбирают малой ширины. Минимальные удельные давления, вызывающие смятие прокладки, *кГ/см²*:

алюминий и отожженная красная медь	— 700—1000
паронит	— 60

Вместе с тем из условий прочности материала цилиндров следует ограничивать и максимальные удельные давления на прокладку, которые для чугунных цилиндров не должны быть более 1500 *кГ/см²* и для стальных — 3000 *кГ/см²*.

В крупных компрессорах последнее время крышки цилиндров, клапаны и крышки клапанов уплотняют шлифованием контактных поверхностей с последующей притиркой. Ширину шлифованных поверхностей, в зависимости от действующего на них усилия, выбирают от 2,5 до 25 *мм*.

На фланцах крышек цилиндров для облегчения разборки предусматривают отжимные винты. В цилиндрах избегают шпилек с выходом в водяную полость. Их допускают как исключение и уплотняют суриком. Выход шпилек в газовую полость не допускается. Гайки крепления цилиндров, находящиеся в водяной полости, выполняют колпачковыми и уплотняют прокладкой.

Смазочное масло поступает в цилиндры через штуцера, число которых выбирают от одного до четырех, в зависимости от диаметра цилиндра.

В горизонтальных компрессорах штуцера ставят в верхней части цилиндра в вертикальной осевой полости или под небольшими к ней углами, попарно с обеих сторон цилиндра. При тяжелых скользящих поршнях устраивают два дополнительных подвода масла в нижней части цилиндра под углом 80—90° друг к другу. В вертикальных компрессорах штуцера располагают в верхней части цилиндра на равных расстояниях по окружности.

В рабочие полости цилиндров компрессоров средней и большой производительности вводят индикаторные штуцера с внутренней резьбой под индикаторный кран.

Штуцера располагают в цилиндрах или в крышках; их сверления выводят в мертвые пространства цилиндров с тем, чтобы они не перекрывались поршнем.

Для наблюдения за температурами в цилиндрах предусматривают гнезда для термометров.

Вода подводится к рубашкам цилиндров снизу, а отводится, во избежание воздушных мешков, в самой верхней точке.

В случае воздушного охлаждения (небольших компрессоров передвижных установок) на внешней поверхности цилиндра устраивают кольцевые ребра (рис. 38).

Толщину стенки S литых чугунных цилиндров компрессоров средней и большой производительности определяют по эмпирическим формулам:

$$p_1 = 2 \div 3 \ кГ/см^2 \quad s = \frac{D}{50} + 1 \ см, \qquad (I-173)$$

$$p_1 = 3 \div 6 \ кГ/см^2 \quad s = \frac{D}{50} + 1{,}5 \ см, \qquad (I-174)$$

$$p_1 = 6 \div 8 \ кГ/см^2 \quad s = \frac{D}{40} + 1{,}5 \ см; \qquad (I-175)$$

при отливке цилиндра из модифицированного чугуна

$$p_1 = 40 \div 60 \ кГ/см^2 \quad s = \frac{Dp_1}{2[\sigma]_p} + 0{,}8 \ см, \qquad (I-176)$$

где D — внутренний диаметр цилиндра, *см*;

p_1 — наибольшее внутреннее давление, $кГ/см^2$;

$[\sigma]_p = 200—280$ — допускаемое напряжение растяжения для модифицированного чугуна, $кГ/см^2$.

Толщину стенок водяной рубашки обычно принимают $s' = 0{,}8s$, а фланцев (с последующей проверкой) — $s'' = 1{,}4s$.

В литых цилиндрах недопустимы острые углы и резкие переходы толщины стенок.

Для толщины литых цилиндров небольших компрессоров рекомендуется формула

$$s = \frac{D \cdot p_1}{2[\sigma]_p} + 0{,}5 \ см, \qquad (I-177)$$

где $[\sigma]_p = 150 \div 180 \ кГ/см^2$ для чугуна.

Приведенное напряжение на внутренней поверхности чугунных цилиндров

$$\sigma = p_1 \frac{0{,}4 \cdot r_1^2 + 1{,}3 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}, \qquad (I-178)$$

где r_1 и r_2 — внутренний и наружный радиусы цилиндра, *см*;

p_1 — давление в нем, $кГ/см^2$.

Расчет цилиндров высокого давления и их втулок производят по формулам для толстостенных цилиндров, учитывая напряжения при посадке втулки и различие модулей упругости материалов цилиндра и втулки. Ввиду пульсирующей нагрузки, при выборе запаса прочности принимают во внимание усталостную характеристику материала.

Цилиндры отливают из чугуна СЧ 21—40 и более высоких марок, для повышенных давлений — из модифицированных чугунов.

Кованые цилиндры высокого давления на 150—300 $кГ/см^2$ изготовляют из углеродистой стали 35.

Для цилиндров, рассчитанных на давление 800—1100 *атм*, применяют сталь 30ХМА:

$\sigma_m = 50 \ кГ/мм^2$;

$\sigma_b = 75 \ кГ/мм^2$;

$\delta_s = 16\%$;

$\psi = 45\%$;

$\alpha_к = 8 \ кГм/см^2$.

Втулки выполняют из высококачественного перлитного чугуна СЧ 21—40, для ступеней среднего и высокого давления — СЧ 32—52.

Твердость чугунных цилиндров составляет $H_Б = 190 \div 240$.

Поршни

Поршни выполняют открытыми (тронковыми), дисковыми и дифференциальными, т. е. ступенчатыми.

Открытые (тронковые) поршни (рис. 51) применяют в бескрейцкопфных компрессорах.

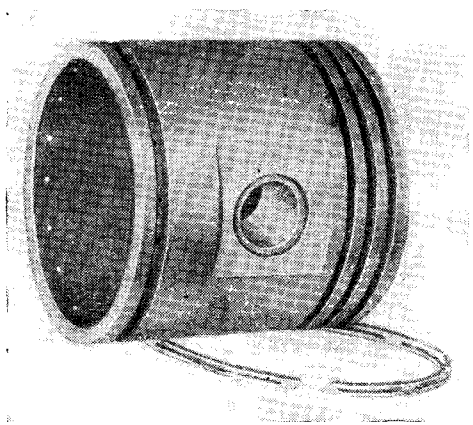


Рис. 51. Открытый (тронковый) поршень и маслосъемное кольцо

При работе компрессора нормальная составляющая силы, действующей по шатуну, прижимает поршень к поверхности цилиндра; максимальное значение нормальной составляющей N_{max} соответствует началу нагнетания.

Расчетное удельное давление на боковую поверхность поршня

$$k_{max} = \frac{N_{max}}{DH'} \leqslant \leqslant 1{,}5 \div 3{,}5 \ кГ/см^2, \qquad (I—179)$$

где D — диаметр поршня, *см*;

H' — высота поршня за вычетом суммарной высоты колец, *см*.

Полную высоту поршня первой ступени H выбирают в пределах $(0{,}8 \div 1{,}2)\ D$.

Поршни типа, указанного на рис. 51, применяют в I и II ступенях компрессора.

В ступенях более высокого давления внутренний диаметр поршня недостаточен для размещения головки шатуна.

Открытые поршни I и II ступеней обычно выполняют с четырьмя кольцами, два из которых, обращенные к полости сжатия, являются уплотняющими, остальные — маслосъемными. Назначение последних — удалять с поверхности цилиндра излишки масла, попадающего из картера.

Для быстроходных компрессоров желателен предельно малый вес поршней.

Наряду с поршнями из алюминиевых сплавов, которые в компрессоростроении находят все более широкое применение, употребляют также чугунные, облегченных конструкций. Для снижения веса поршней уменьшают толщину стенок, применяя чугуны СЧ 24—44 или СЧ 28—48, и допускают повышенные напряжения.

Днище поршня рассчитывают как сплошную круглую плиту, защемленную по окружности. Наибольшее напряжение изгиба, возникающее по контуру заделки,

$$\sigma_{изг} = 0{,}68 p_{max} \frac{r^2}{s^2} \ кГ/см^2, \qquad (I—180)$$

где p_{max} — максимальное давление в цилиндре, $кГ/см^2$;

r — радиус заделки днища поршня, *см*;

s — толщина стенки, *см*.

Для чугунного поршня с усиливающими ребрами допускают

$$\sigma_{изг} \leqslant 1000 \ кГ/см^2,$$

при отсутствии их

$$\sigma_{изг} \leqslant 300 \div 350 \ кГ/см^2.$$

Диаметральный зазор δ между чугунным поршнем и цилиндром в холодном состоянии выбирают в пределах

$$(0{,}8 \div 1{,}2)\ \frac{D}{1000}. \qquad (I—181)$$

Для алюминиевых поршней зазор удваивают.

При определении размеров поршневого пальца исходят из допускаемого удельного давления k_{max} на проекцию рабочей поверхности пальца от наибольшей поршневой силы P_{max}:

$$k_{max} = \frac{P_{max}}{dl} \ кГ/см^2, \qquad (I—182)$$

где d — диаметр пальца, *см*;

l — длина шатунного подшипника, *см*.

Величина удельного давления обычно не превышает 150 $кГ/см^2$.

Палец выполняют полым с диаметром отверстия $d_0 = (0{,}6 \div 0{,}7)d$.

Сечение пальца проверяют на изгиб как балку со свободно опирающимися концами, с нагрузкой, равномерно распределенной по длине шатунного подшипника. Допускают напряжение до 900 $кГ/см^2$ для углеродистой стали и до 1500 $кГ/см^2$ для легированной стали. Напряжение на срез не должно превышать 500 $кГ/см^2$.

Палец выполняют из сталей 15 ХА и 15ХМА или сталей 45 и 40ХА. В первом случае его поверхность подвергают цементации, закалке и шлифованию. Глубина слоя цементации 1—1,5 *мм*. Во втором случае применяют закалку токами высокой частоты до получения твердости $H_{RC} = 50 \div 58$.

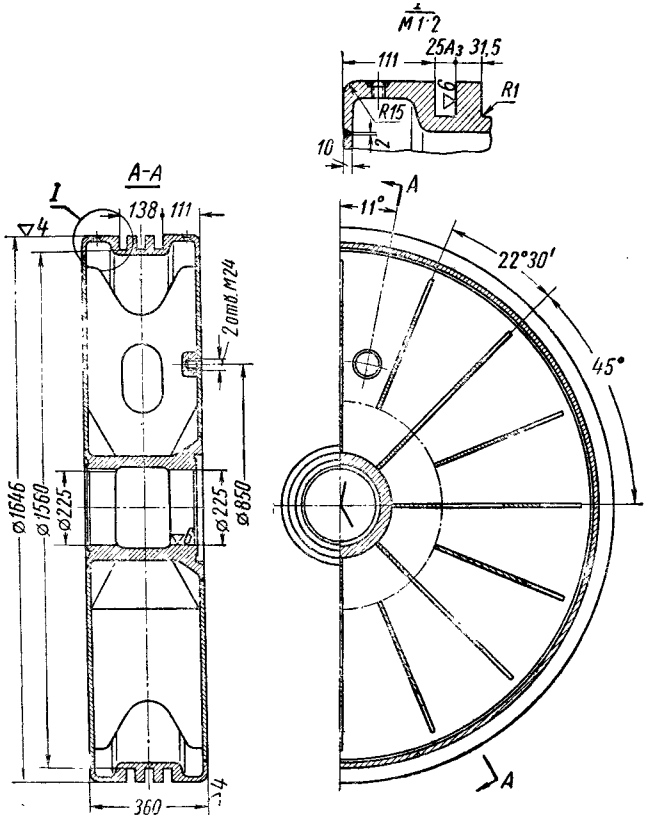


Рис 52. Сварной дисковый поршень

В большинстве случаев палец выполняют «плавающим», т. е. не закрепленным в бобышках поршня. Плавающий палец фиксируют пружинящими кольцами, установленными по его концам в проточках внутри бобышек. Удельные давления в бобышках допускаются на 10—30% ниже, чем в подшипнике шатуна.

Дисковые поршни применяют в компрессорах крейцкопфного типа. Днища поршня связаны между собой ребрами. При отливке из чугуна ребра обычно не доводят до цилиндрической стенки

поршня и его ступицы, избегая литейных напряжений и усадочных раковин.

Поршни горизонтальных компрессоров подвешивают на штоке или они опираются на рабочую поверхность цилиндра. В последнем случае они должны иметь специальную несущую поверхность. Для обеспечения теплового расширения поршня несущую поверхность ограничивают углом 90 или 120°; этот участок поршня обрабатывают по размеру цилиндра и предусматривают на остальной части радиальный зазор 1—2 *мм*. Для уменьшения износа несущую поверхность заливают баббитом Б-16 или кальциевым баббитом. Это облегчает приработку, уменьшает износ и способствует восстановлению изношенной поверхности.

Удельное давление на несущую поверхность поршня

$$k = \frac{G}{bH'} \ кГ/см^2, \qquad (I-183)$$

где G — суммарный вес поршня и половины штока, *кГ*;
b — ширина проекции несущей поверхности, *см*;
H' — длина несущей поверхности за вычетом поршневых колец, *см*.

Во избежание значительного износа несущей поверхности рекомендуется при отсутствии заливки не превышать

$$k = 0{,}5 \ кГ/см^2,$$

выбирая соответственно длину поршня или снижая, по возможности, его вес. При заливке баббитом можно повысить удельное давление до 1,0 $кГ/см^2$.

В большинстве конструкций поршень фиксируют на штоке упорным цилиндрическим буртом. Конусные бурты применяют редко. Переход от бурта к штоку следует выполнять по плавному радиусу с заглублением в тело бурта и штока.

Положение поршней с несущей поверхностью фиксируют на штоке штифтом или шпонкой. Крепление поршня на штоке должно быть напряженным, чтобы исключить возникновение осевого зазора и возможность ударов между упорным буртом или гайкой штока и поршнем. Гайку тщательно фиксируют — самоотвинчивание ее может привести к тяжелой аварии.

Поршни тихоходных компрессоров выполняют из чугуна СЧ 21—40 с твердостью по Бринеллю $H_Б = 170 \div 229$. Поршни быстроходных компрессоров, особенно больших диаметров, изготовляют из стали, сварными (рис. 52).

Дифференциальные поршни выполняют цельными и составными; для горизонтальных компрессоров — скользящими, предпочти-

тельно с заливкой белым металлом одной или двух опорных поверхностей (рис. 53, *а*).

В конструкции сложных дифференциальных поршней предусмотрена самоустановка отдельных поршней по осям цилиндров.

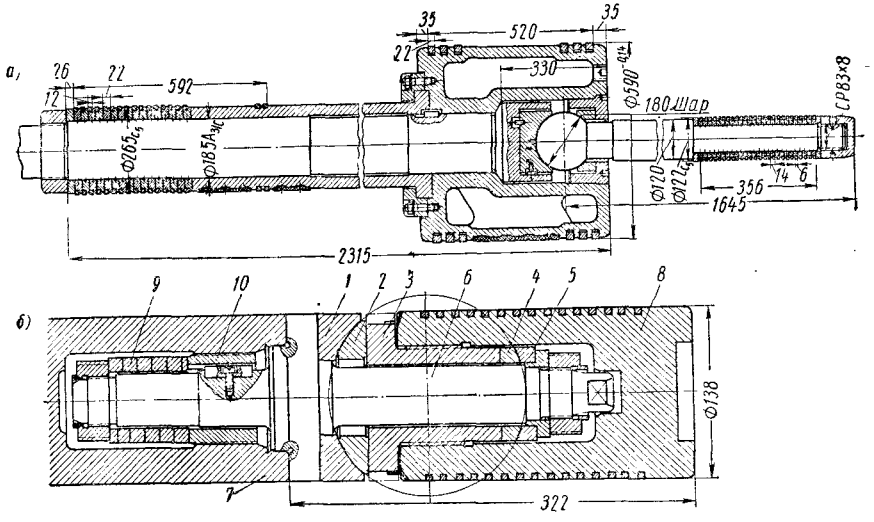


Рис. 53. Составной дифференциальный поршень и конструкция самоустанавливающейся головки поршня высокого давления с шаровыми шайбами:

1 — шаровая пята, *2* — упор, *3* — втулка, *4* — упор, *5* — пята, *6* — соединительный шток, *7*, *8* — поршни, *9* — набор прокладок, *10* — втулка.

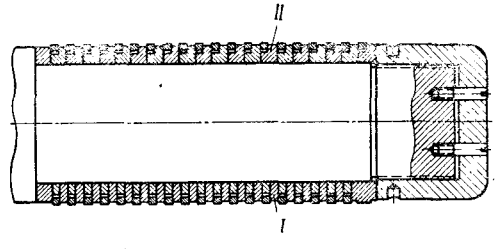


Рис. 54. Поршень с наборными кольцами (варианты *I* и *II*)

С этой целью поршни низкого и высокого давлений связаны шарниром с подпятником (рис. 53, *а*) или посредством набора шаровых и плоских шайб (рис. 53, *б*); в обоих случаях возможны не только угловые, но и радиальные смещения поршня высокого давления относительно поршня низкого давления.

На поршни малого диаметра ступеней высокого давления кольца не могут быть надеты обычным путем — в них возникают недопустимые напряжения с остаточными деформациями, нарушающими форму кольца. В этом случае поршень изготовляют с наборными кольцами (рис. 54).

Поршневые кольца. Поршневое кольцо выполняют с прорезью (замком) — в свободном состоянии размер кольца больше диаметра цилиндра. Поэтому кольцо, вставленное в цилиндр, оказывает давление на его стенки. Давление газа, действующее по внутреннему контуру кольца, приблизительно равно давлению перед кольцом. Оно превышает среднее давление, действующее по внешнему диаметру кольца, и создает дополнительное усилие, прижимающее кольцо к зеркалу цилиндра. В канавку поршня кольцо входит с зазором. При работе компрессора кольцо под действием разности давлений перед и после него оказывается прижатым к торцу канавки.

Если кольца хорошо выполнены, основным источником потерь от неплотности является зазор в замке. Напротив, при нетщательном их выполнении утечки возникают главным образом между кольцом и цилиндром или между кольцом и поршневой канавкой, где вследствие большого периметра могут образоваться значительные проходные сечения.

Число колец на поршнях компрессоров различно:

давления, *кГ/см²*	число колец, шт.
5	2—3
5—30	3—6
30—120	6—12
120—350	12—24

Утечка газа снижается при увеличении числа оборотов. Поэтому для многооборотных компрессоров ограничиваются меньшим в указанных пределах числом колец.

Первые кольца воспринимают основной перепад давлений, возрастающий с увеличением числа оборотов.

Замок кольца может быть прямым, косым с прорезью в 45 или 60° и в нахлестку (рис. 55,*а*). Замок в нахлестку полностью не устраняет утечки: газ проникает под кольцо, затем через зазор в замке уходит за него. Исследования показали, что при замке в нахлестку утечка всего лишь на 5% меньше, чем при косом замке. Поэтому кольца с замком в нахлестку, изготовление которых трудоемко, применяют все реже и только при большом диаметре. Нормаль НИИХИММАШ на поршневые кольца предусматривает выполнение их при всех диаметрах с косым замком [1—12].

Под действием тангенциальной силы струи газа кольца, изготовленные с косыми замками, проворачиваются так, что замки распо-

лагаются в одну линию. Во избежание этого применяют кольца с левым и правым наклоном прорези замка и размещают их поочередно.

Продолжительность работы поршневых колец зависит от качества материалов колец и цилиндра, а также их обработки. Кольца

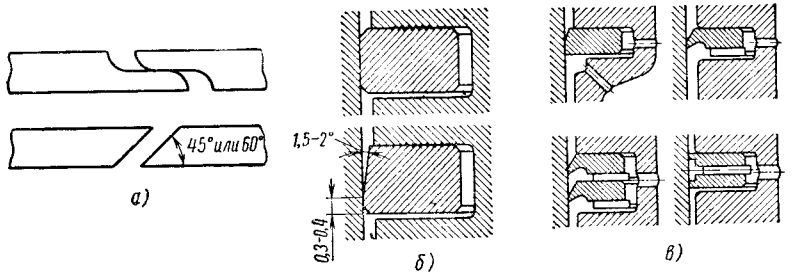


Рис. 55. Поршневые кольца:

а — замки, *б* — сечения уплотнительных колец, *в* — сечения маслосъемных колец

выполняют из высококачественного перлитного чугуна. Для сокращения износа материалы колец и втулок цилиндра должны обладать приблизительно одинаковой твердостью $H_Б = 190 \div 241$.

Сальники

Утечки жидкости или газа через сальник определяются зависимостью

$$\bar{V} \approx 2600 \frac{\delta^3 d \Delta p}{\mu l} \; см^3/сек, \qquad (I—184)$$

где δ — радиальный зазор, *см*;
d — диаметр уплотняемого штока, *см*;
l — длина сальника, *см*;
Δp — перепад давлений, $кГ/см^2$;
μ — коэффициент динамической вязкости, $кГсек/м^2$.

Формула (I—184) действительна при ламинарном режиме течения жидкости и концентричном расположении штока в сальнике. При эксцентричном расположении со смещением в пределах зазора утечка возрастает до $2\frac{1}{2}$ раз.

На величину утечки влияют δ и μ. При уменьшении зазора с 0,1 до 0,01 *мм* утечка снижается в 1000 раз.

Коэффициент вязкости μ для некоторых газов и жидкостей при 100° С:

водород	$1{,}05 \cdot 10^{-6}$
воздух	$2{,}23 \cdot 10^{-6}$
глицерин	$1320 \cdot 10^{-6}$
компрессорные масла	$(1200 \div 2400) \cdot 10^{-6}$

Смазывание зазора жидкостью большой вязкости резко снижает утечку.

В компрессорах применяют главным образом самоуплотняющиеся сальники. Действие их основано на том, что полное давле-

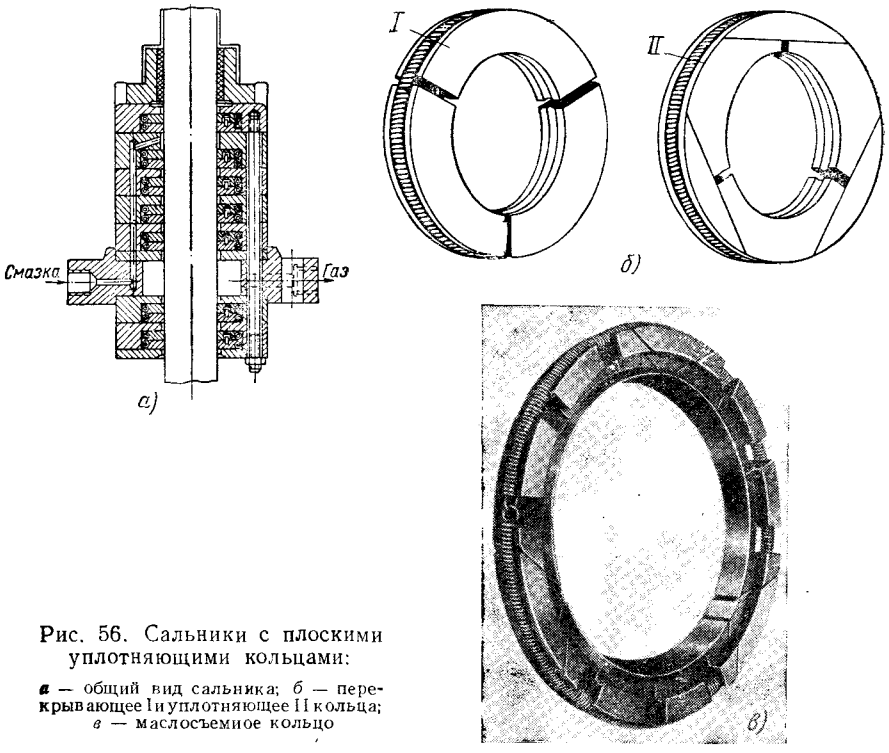


Рис. 56. Сальники с плоскими уплотняющими кольцами:

а — общий вид сальника; *б* — перекрывающее I и уплотняющее II кольца; *в* — маслосъемное кольцо

ние газа на внешнюю поверхность уплотняющего элемента создает радиальное давление на шток, большее, чем *сниженное давление* в зазоре между этим элементом и штоком. Вследствие этого уплотняющий элемент всегда прижат к штоку.

Самоуплотняющиеся сальники выполняют как манжетные, так и металлические. Сальники с манжетами из кожи или фибры выходят из употребления; они мало надежны в работе и пригодны при скорости штока не выше 1 *м/сек*. Металлические сальники являются основным типом уплотнения штока. Их выполняют с плоскими и

коническими уплотняющими элементами. В обоих случаях элементы сальника могут следовать радиальным смещениям оси штока и уплотнять его при значительном прогибе.

Сальники с плоскими уплотняющими элементами применяют для низких и средних давлений (рис. 56, *а*). Они состоят из нескольких камер, в каждой из которых помещены два кольца — перекрывающее *I* и уплотняющее *II* (рис. 56, *б*). В конструкции сальника, выполненной по нормали, разработанной НИИХИММАШ, перекрывающие кольца *I* разрезаны на три части и расположены в камерах первыми, считая по ходу газа из полости цилиндра. Они не устраняют прохода газа в камеру и служат главным образом для перекрытия торцовых зазоров уплотняющих колец *II*, разрезанных на шесть частей таким образом, чтобы радиальные прорези были закрыты сегментами. Радиальный зазор в торцовых стыках колец *I* и *II* допускает сдвиг их частей, компенсирующий износ рабочей поверхности. Для того чтобы стыки перекрывались, кольца *I* и *II* взаимно фиксированы штифтом. Каждое кольцо охватывается браслетной пружиной, создающей предварительное уплотнение между элементами сальника и штоком. Смазка к сальнику подводится под давлением от масляного насоса через сверления во фланце и камерах.

Сальники с плоскими уплотняющими элементами (рис. 56, *а*) используют для давлений, не превышающих 16 *ати*. Аналогичные сальники применяют и для более высоких давлений, но с дополнительными осевыми пружинами в камерах со стороны полости цилиндра, прижимающими кольца сальника друг к другу и к торцовой стенке камеры. Для давлений до 100 *кГ/см*² число камер выбирают по табл. 7 в зависимости от диаметра штока и перепада давлений.

Таблица 7

Сальник с плоскими элементами

Диаметр штока, *мм*	Число камер при давлении, *кГ/см*²					
	10	16	25	40	64	100
28—50	3	4	4	5	6	6
55—80	4	5	5	6	8	—
90—160	6	6	6	8	—	—
180—220	8	8	8	8	—	—

При сжатии взрывоопасных или токсических газов просачивающийся через сальник газ отводят во всасывающий трубопровод первой ступени компрессора или выводят наружу, а сальник дополняют камерой. Эту камеру, уплотняющую весьма небольшой перепад давлений, часто выполняют более компактной, чем основные

камеры сальника, иногда с мягкой набивкой, и в виде предсальника располагают в крышке.

Кольца сальников с плоскими уплотняющими элементами изготовляют из бронзы или антифрикционного чугуна АСЧ-1, твердостью $H_Б = 190—210$. В последнем случае требуется упрочнение штока до твердости $H_{RC} = 52 \div 62$. Применяют также кольца, рабочую поверхность которых заливают баббитом.

Браслетные пружины, охватывающие уплотняющие кольца, выбирают из расчета удельного давления на шток от 1,0 до 2,0 *кГ/см*².

Отличительная особенность самоуплотняющихся сальников с коническими элементами состоит в том, что элементы имеют только один радиальный разрез, но выполнены гибкими, эластично облегающими шток. Такие сальники пригодны для уплотнения при самых высоких давлениях, но конструктивная форма элементов зависит от давления, для которого они предназначены.

Сальник с коническими уплотняющими элементами для высокого давления показан на рис. 57. В крышке сальника предусмотрены расточка и сверление для отвода просочившегося газа, после которых установлен предсальник.

Уплотняющие элементы выполнены из белого металла или бронзы. Они имеют трапециевидное сечение с широким основанием, прилегающим к штоку, и состоят из Т-образного внешнего кольца *1* с одним радиальным разрезом и двух примыкающих к нему, выполненных также с одним радиальным разрезом, внутренних колец *2*. Кольца в сборе фиксируются штифтом *3* со смещением разрезов на 120°. Уплотняющий элемент охватывается двумя стальными плотно прилегающими к коническим поверхностям неразрезными кольцами *4* и *5*, которые образуют внутреннюю камеру. Эта камера установлена во внешней камере *6* с радиальным зазором, рассчитанным на прогиб штока. Пружины *7* расположены по окружности в гнездах внешней камеры *6*. Действуя в осевом направлении на кольцо внутренней камеры и через него на уплотняющий элемент, они прижимают его к штоку, создавая предварительное уплотнение. Основное уплотняющее действие производит сжатый газ, давление которого передается на уплотняющий элемент в осевом и радиальном направлениях.

Уплотняющие элементы должны плотно охватывать шток. Боковые поверхности трех колец, составляющих эластичный уплотняющий элемент трапециевидного сечения, обрабатывают совместно и тщательно пригоняют к полированным коническим поверхностям колец внутренней камеры. В равной мере необходимо плотное прилегание торцов внутренней и внешней камер. Соприкасающиеся между собой торцовые поверхности внешних камер для обеспечения герметичности стыков также должны быть взаимно притерты.

Масло к сальнику с коническими уплотняющими элементами подводится через сверления в крышке. По сопрягающимся каналам во внешних камерах оно поступает в кольцевой зазор между первым и вторым уплотняющими элементами, считая от полости цилиндра. При давлениях выше 200 *кГ/см²* предусматривают два и три подвода смазки в различных точках по длине сальника.

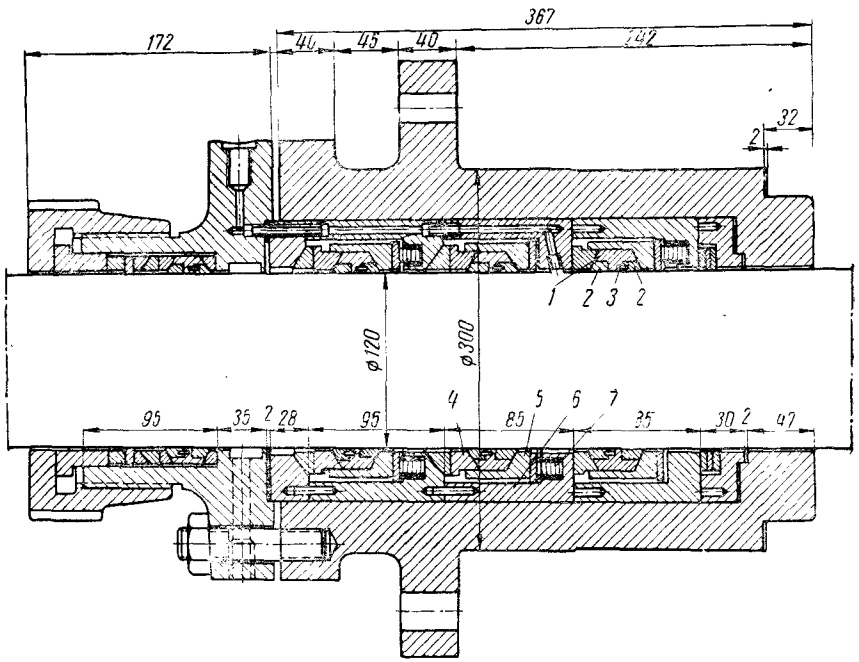


Рис. 57. Сальник с коническими уплотняющими кольцами и предсальником

Теоретически обоснованного расчета сальников пока нет. Его производят на основании выполненных и экспериментально проверенных конструкций. Число конических уплотняющих элементов сальника (без учета предсальника) зависит от давления (*кГ/см²*):

до 100	3—4
100—400	4—5
400—800	5—6
800—1200	6—7

Верхний предел выбирают при штоках большого диаметра и низких числах оборотов.

Для сальников, рассчитанных на давления до 30 *кГ/см²*, кольца уплотняющих элементов изготовляют из специальных баббитов,

на 300 *кГ/см²* и выше — из оловяносвинцовистой бронзы БрОС 8-12 с твердостью $H_Б = 65 \div 75$, более износоустойчивой, чем баббит. Химический состав специального баббита твердостью $H_Б = 20 \div 35$, применяемого для сальников отечественными заводами, следующий:

Sn — 5,5 ÷ 6,5%; Sb — 13 ÷ 15%; Cu — 0,24 ÷ 0,28%;
Pb — остальное.

Утечка газа через самоуплотняющиеся сальники с коническими элементами мала. К концу срока службы уплотняющих элементов утечка увеличивается, но при правильной эксплуатации редко превышает 1% объема, описываемого сечением уплотняемого штока. С уменьшением числа оборотов утечка газа возрастает.

Шток для повышения срока службы подвергают поверхностной закалке и шлифовке, а при уплотнении сальником высокого давления тщательно полируют. Наиболее высокую поверхностную твердость и износоустойчивость получают азотированием. Азотируемые штоки изготовляют из стали 35ХМЮА.

Чтобы машинное масло не попадало в цилиндр, в станинах предусматривают перегородку с маслоснимателем для штока. Некоторые заводы не ставят маслоснимателей, что уменьшает высоту или длину компрессора; в этом случае для разделения машинного и компрессорного масел кольца маслоснимателя (рис. 56, *в*) устанавливают в сальнике первыми со стороны механизма движения (рис. 56, *а*).

Клапаны

В современных компрессорах для управления всасыванием и нагнетанием применяют самодействующие клапаны, состоящие из замыкающего органа, выполненного в виде тарелки или пластины, седла, ограничителя подъема и пружины.

Клапаны принадлежат к наиболее ответственным узлам компрессора и должны отвечать следующим требованиям: плотность в закрытом состоянии; своевременность открытия и закрытия; малое сопротивление протеканию газа; износоустойчивость и прочность; малый объем мертвого пространства.

Чем выше число оборотов компрессора, тем труднее создать клапан, полностью отвечающий этим требованиям. С увеличением числа оборотов при неизменной массе подвижных частей клапана сила пружины должна возрастать. Однако усиление пружины вызывает дополнительное дросселирование газа, снижение производительности и повышение мощности. Поэтому улучшения работы клапана при высоких оборотах достигают не усилением его пружины, а предельным уменьшением массы подвижных частей.

Самодействующие клапаны выполняют главным образом пластинчатыми. В зависимости от формы пластин и направления потока различают клапаны: дисковые, кольцевые, полосовые, прямоточные.

Дисковые клапаны выполняют с однопроходным или многопроходным седлом и клапанной пластиной в виде диска, снабженного дуговыми окнами для прохода газа. Клапанная пластина в одной из новых разновидностей дискового клапана скреплена с буферной, вторая буферная пластина зажата в центре между седлом и ограничителем подъема (рис. 58). Пластина состоит из ряда концентри-

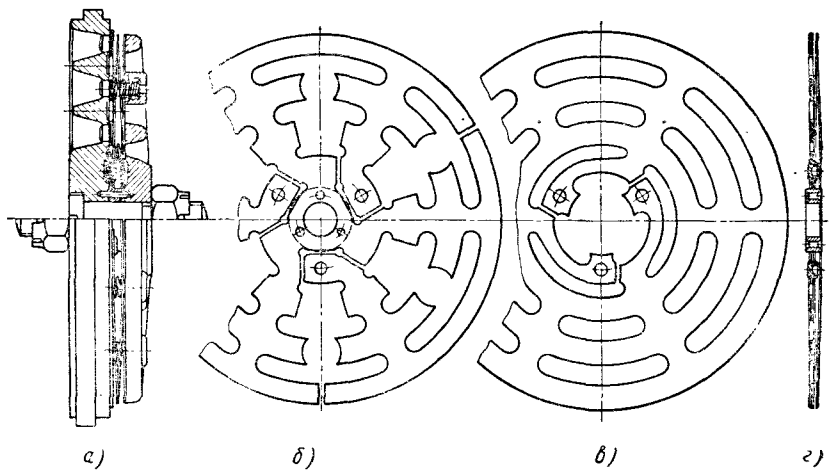


Рис. 58. Дисковый клапан:

а — клапан в сборе; *б* — буферная пластина; *в* — клапанная пластина; *г* — способ их соединения

ческих колец, соединенных радиальными перемычками. В ограничителе подъема расположены цилиндрические пружины, прижимающие пластину клапана к седлу.

Ввиду сложности обработки пластин дисковых клапанов многие заводы предпочитают клапаны кольцевые или полосовые.

Кольцевые клапаны просты и надежны, поэтому их применяют наиболее часто. В зависимости от необходимого проходного сечения число колец клапана может быть от одного до четырех, а иногда и более. Для направления колец в ограничителе подъема служат центрирующие выступы.

Кольцевой клапан выполняют либо с кольцевой, концентрически расположенной спиральной пружиной, одной для каждой кольцевой пластины (рис. 59, *а*), либо с несколькими (3—6) цилиндрическими местными пружинами, размещенными по окружности

каждого кольца (рис. 59, *б*). Для получения требуемого усилия кольцевые пружины для внешних колец клапана выполняют из проволоки большого сечения, вследствие чего масса этих пружин велика. Местные пружины обладают малой массой. Для предохранения последнего витка пружины от защемления между пластиной и ограничителем подъема их часто снабжают защитным колпачком. Но более целесообразно выполнение последнего витка поджатым внутрь пружины по Архимедовой спирали.

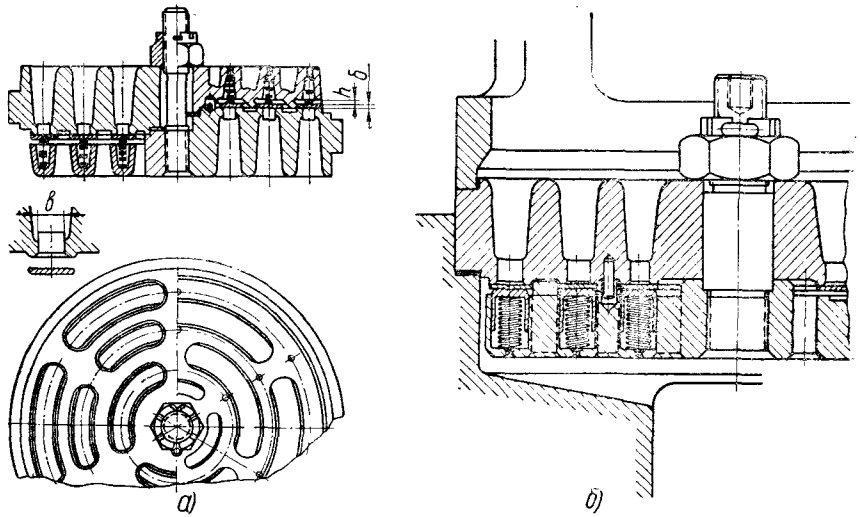


Рис. 59. Кольцевой пластинчатый клапан с пружинами:

а — кольцевыми концентрическими; *б*— точечными, расположенными по окружности кольцевых пластин

В клапанах современных многооборотных компрессоров применяют главным образом местные пружины. Их преимущества — возможность широкой унификации, так как различные усилия при одинаковых пружинах могут быть достигнуты за счет глубины гнезда и числа пружин.

Полосовые клапаны отличаются малой массой движущихся частей (рис. 60, *а*). Пластины клапана имеют прямоугольную форму. Они обладают пружинящими свойствами: в свободном состоянии прилегают к седлу, но под давлением газа выгибаются в пределах углублений, выполненных по дуге в ограничителе подъема (рис. 60, *б*). Шпонки препятствуют продольному сдвигу самопружинящих пластин.

Клапаны высокого давления обычно выполняют кольцевыми. От клапанов низкого давления они отличаются прочностью основ-

ных деталей, прежде всего, седла, которое изготовляют кованым со сверленными каналами.

Для ступеней одинарного действия применяют комбинированные клапаны. Их располагают в крышке цилиндра (рис. 61). При

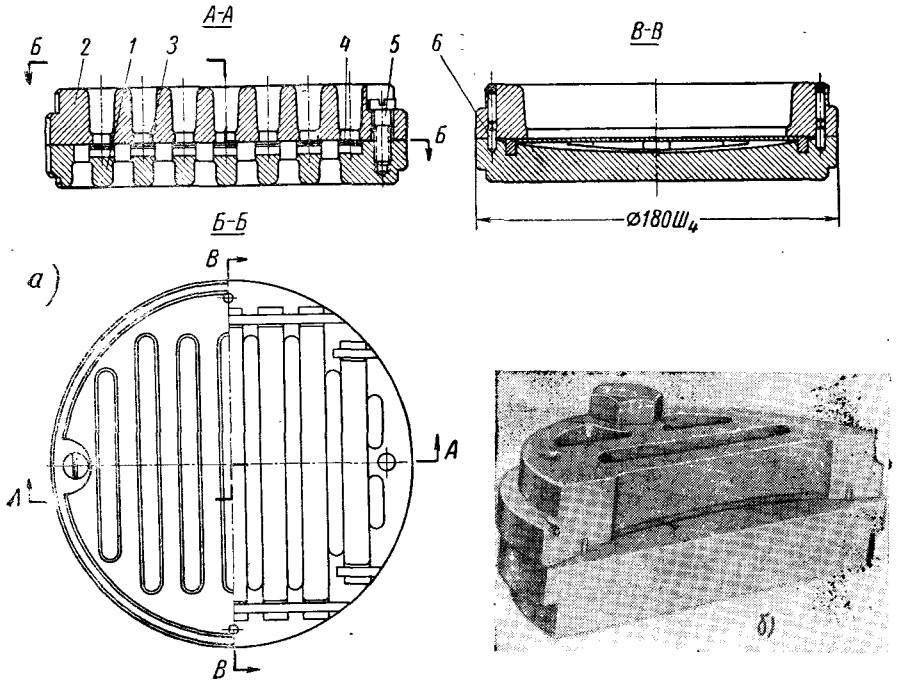


Рис. 60. Беспружинный полосовой клапан:

а — общий вид; *б* — положение пластины в полностью открытом клапане: *1* — ограничитель подъема, *2* — седло, *3,4* — пластины, *5* — стяжной болт, *6* — штифт

комбинированных клапанах полнее используется площадь крышки цилиндра, увеличиваются сечения в клапане и снижается скорость газа.

Поток газа огибает пластины клапана дважды (рис. 62, *а*). Снижение возникающей при этом потери давления и мощности достигается в прямоточных клапанах. Их преимущества: струя газа, протекая между параллельно расположенными пластинами, не изменяет своего направления (рис. 62, *б*); бо́льшие проходные сечения. Последнее связано с тем, что пластины клапана, поставленные на ребро, в меньшей мере сужают проходное сечение, чем в обычном клапане, где они расположены перпендикулярно потоку.

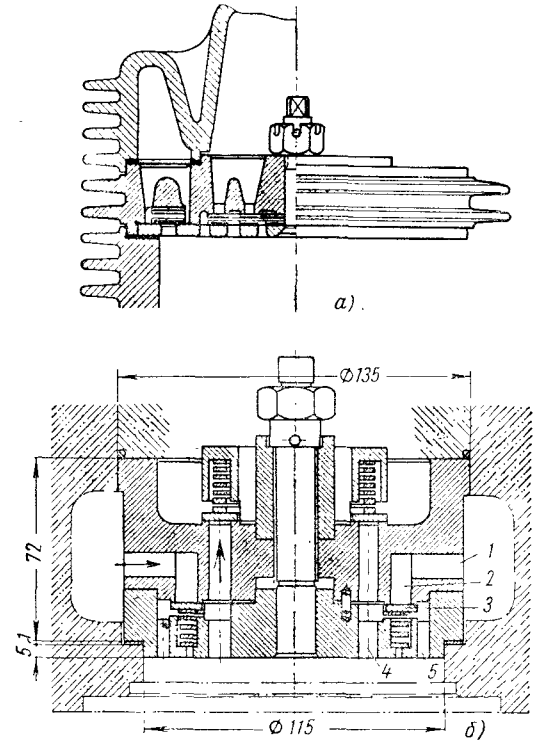


Рис. 61. Комбиинированный клапан:

а — низкого давления; *б* — высокого давления; *1, 2, 4, 5* — каналы всасывающего клапана, *3* — пластина, *4* — каналы нагнетательного клапана

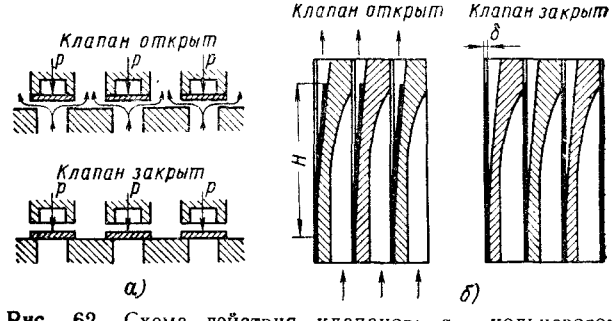


Рис. 62. Схема действия клапанов: *а* — кольцевого; *б* — прямоточного

Прямоточные клапаны (рис. 63) состоят из комплектов седел и примыкающих к ним упругих пластин. Рабочая поверхность седла (рис. 63, *б*) имеет пазы, которые разделены перемычками и служат проточными каналами. На тыльной стороне седла выполнена широкая ниша с клиновидным скосом, в которую отгибается пластина при открытии клапана. Профиль клиновидного скоса, образован-

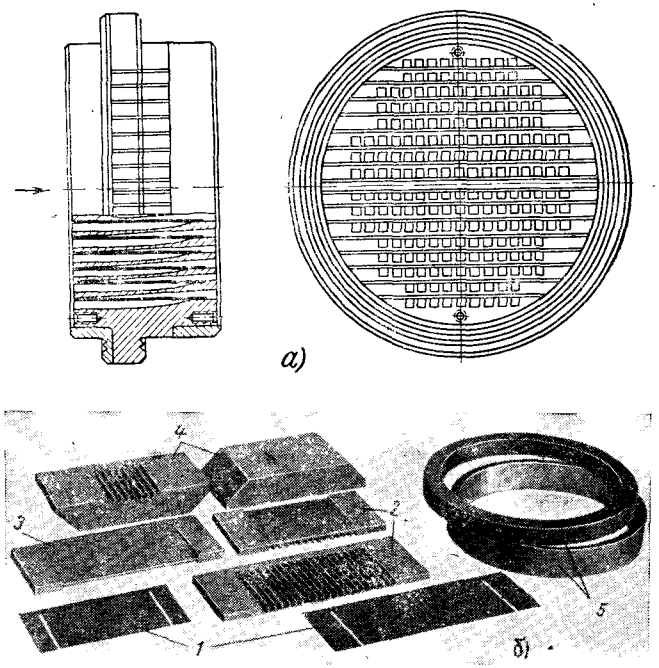


Рис. 63. Прямоточный клапан круглой формы:

а — общий вид; *б* — детали: *1* — пластины; *2* — седла; *3* — двусторонний ограничитель подъема; *4* — боковые плиты; *5* — стяжные кольца

ный двумя плоскостями, расположенными под небольшим углом друг к другу, близок профилю изогнутой пластины в открытом клапане. Самопружинящая пластина (рис. 63, *б*) зажимается по П-образному контуру между соседними седлами. Она выполнена из тонкой стальной пружинящей ленты. На концах пластины сделаны поперечные прорези, благодаря которым ее средняя часть может свободно отгибаться. Элементы прямоточных клапанов скреплены стяжными кольцами, надетыми в горячем состоянии.

Седла выступают над свободной кромкой пластин, образуя выходные диффузоры, которые, как показали исследования, уменьшают потерю давления на 25%.

К преимуществам прямоточных клапанов следует отнести меньшие, чем у кольцевых клапанов, объем мертвого пространства и гидравлические потери. Эластичная пластина клапана хорошо прилегает к седлу и, будучи зажатой между седлами, не имеет боковых смещений; в процессе эксплуатации пластина хорошо прирабатывается к седлу, мало изнашиваясь.

В каналах прямоточного клапана почти нет завихрений газа и потому нагар накапливается мало.

Ширина уплотняющей кромки клапанов различных типов от 1 до 2,5 *мм*.

Толщина пластин клапанов: кольцевых от 1 до 3 *мм*; в случае очень высоких давлений толщину пластины клапана увеличивают до 4 *мм*. Толщина гибких пластин полосовых клапанов от 0,5 до 1,0 *мм*; в круглом клапане крайние пластины, имеющие меньшую длину, должны быть более тонкими. У круглых прямоточных клапанов (при высоте 60 *мм*) толщина пластин 0,3 *мм* для всасывающего I ступени и 0,4 *мм* для нагнетательного I ступени и для клапанов II ступени.

Основной причиной разрушения клапанов являются удары пластины об ограничитель подъема и о седло. Они усиливаются при излишней смазке и плохом отделении влаги: пластина прилипает к седлу и ограничителю подъема, начало открытия и закрытия задерживается и посадка пластины происходит с ударом. Усиливают удары пластины также волны в потоке газа, возникающие во всасывающем и нагнетательном трубопроводах. Удары вызывают поломку не только пластин, но в отдельных случаях ограничителя подъема и болта, связывающего ограничитель с седлом.

Для повышения срока службы клапанов ограничивают высоту подъема пластин. Для кольцевых и дисковых клапанов ее можно выбирать по графику (рис. 64).

Поломка или неплотность клапана могут стать причиной возникновения в цилиндрах опасных температур и повышенных давлений, поэтому к материалам деталей клапана предъявляют высокие требования.

Седла клапанов низкого давления выполняют из чугуна СЧ 24—44 и высокого давления — из сталей 35, 40 и 45 или легированных.

Ограничители подъема отливают из чугуна СЧ 24—44 или из стали.

По нормали на кольцевые клапаны, разработанной НИИХИММАШ, для клапанных пластин рекомендуют стали

30ХГСА или 3Х13 твердостью после термообработки $H_{RC} = 48 \div 52$.

Клапанные пластины дисковых и кольцевых клапанов выполняют из листового материала, прокатанного в двух направлениях. Пластины малых диаметров изготовляют из ленты. После термообработки их шлифуют и притирают с двух сторон для повышения

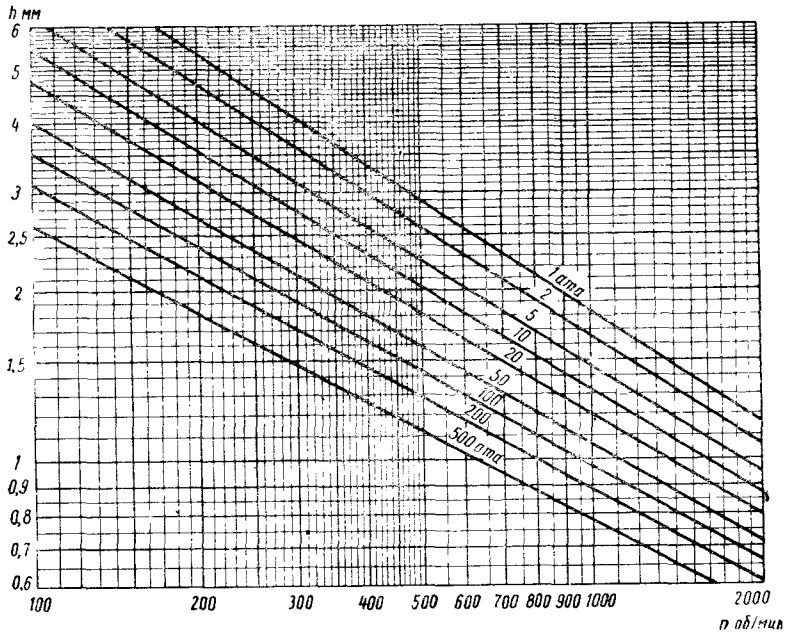


Рис. 64. Номограмма для определения высоты подъема пластин кольцевых и дисковых клапанов в зависимости от числа оборотов компрессора и давления протекающего газа

ударной прочности и использования второй стороны пластины. Дисковые и кольцевые пластины шлифуют концентрично, а полосовые — вдоль их длины.

Самопружинящие пластины полосовых и прямоточных клапанов изготовляют из термически обработанной стальной ленты (сталь У10А). Клапанные пружины выполняют из пружинной стали 50ХФА путем холодной навивки отожженной проволоки с последующей термической обработкой: нормализация при 720—730° С, охлаждение на воздухе, закалка в масле при 860° С и отпуск при 400—420° С в свинцовой или соляной ванне.

Напряжения скручивания в пружинах клапанов не должны превышать 1500—3000 *кГ/см²*. Поломки пружин ведут к разрушению пластин, повреждению седла клапана, а иногда цилиндра и поршня.

Важнейшими задачами конструирования и расчета клапанов являются определение необходимых проходных сечений и выбор усилия пружины.

Расчет клапанов. Излагаемый метод расчета клапанов основан на применении безразмерных диаграмм потери давления в полностью открытом клапане [I]; [I—13 и I—14]. Потеря давления выражена относительной величиной $\varkappa$, изменяющейся по углу поворота кривошипа α или ходу поршня s в зависимости от параметра M — критерия скорости потока.

$$M = \frac{c_{кл}}{c_{зв}}, \qquad (I\text{-}185)$$

где $c_{кл}$ — условная скорость в клапане, *м/сек*;
$c_{зв}$ — скорость звука в газе, *м/сек*.

Условная скорость в клапане

$$c_{кл} = c_{ср}\frac{F}{z\Phi} \quad м/сек \qquad (I—186)$$

представляет собой среднюю скорость газа, отнесенную к общей эквивалентной площади клапанов, действующих совместно. При этом

$c_{ср} = \frac{Sn}{30} = \frac{2r\omega}{\pi}$ — средняя скорость поршня, *м/сек*;
$S = 2r$ — ход поршня, *м*;
n — число оборотов вала компрессора в минуту;
F — рабочая площадь поршня, *м²*;
z — число всасывающих или нагнетательных клапанов, действующих совместно;
Φ — эквивалентная площадь клапана:

$$\Phi = \alpha_{щ} \cdot f_{щ}, \qquad (I—187)$$

где $\alpha_{щ}$ — коэффициент расхода, отнесенный к щели клапана;
$f_{щ}$ — площадь прохода в щели, *м²*.

Величина $\alpha_{щ}$ кольцевых и дисковых клапанов зависит от отношения $\frac{h}{b}$ — высоты h подъема пластины к ширине b прохода в седле клапана:

$\frac{h}{b}$	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
$\alpha_{щ}$	0,620	0,565	0,529	0,500	0,485	0,476

Для самопружинящих полосовых клапанов, у которых высота подъема пластин переменна, значения $\alpha_{щ}$ могут быть также прибли-

женно найдены по тем же данным, но с заменой $\frac{h}{b}$ приведенной величиной

$$\left(\frac{h}{b}\right)_{\text{прив}} = \frac{f_{\text{щ}}}{2f_{\text{с}}}$$

где $f_{\text{щ}}$ и $f_{\text{с}}$ — площади проходного сечения щели и седла клапана.

Коэффициент $\alpha_{\text{щ}}$ прямоточных клапанов составляет 0,83—0,98. Для клапанов с диффузором на выходе $\alpha_{\text{щ}} = 98$.

Скорость звука в газе

$$c_{\text{зв}} = \sqrt{kgRT} \ м/сек,$$

где k — показатель адиабаты;

g — ускорение свободного падения, $м/сек^2$;

R — газовая постоянная $кГм/кг град$;

T — абсолютная температура, °K, равная для всасывающего клапана $T_{\text{вс}}$ и нагнетательного — $T_{\text{и}}$, соответственно во всасывающем и нагнетательном патрубках цилиндра.

Давления перед всасывающим клапаном и за нагнетательным полагают постоянными и равными номинальным давлениям всасывания $P_{\text{вс}}$ и нагнетания $P_{\text{н}}$. Относительные потери давления:

во всасывающем клапане

$$\varkappa_{\text{вс}} = \frac{P_{\text{вс}} - P}{P_{\text{вс}}},$$

в нагнетательном

$$\varkappa_{\text{н}} = \frac{P - P_{\text{н}}}{P_{\text{н}}},$$

где P — переменное давление в цилиндре.

Безразмерные диаграммы потери давления во всасывающем и нагнетательном клапанах в зависимости от хода поршня S совмещены на рис. 65. Они построены для верхней полости цилиндра и двухатомного газа ($k = 1{,}4$) при относительной величине мертвого пространства $a = 0{,}1$ и отношении радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = \frac{1}{4}$.

Для клапанов нижней полости цилиндра кривые потери давления, вследствие влияния длины шатуна, несколько иные.

Основная сетка кривых (сплошные линии) выражает потерю давления в клапане, открывающемся в мертвой точке при исходном значении $\varkappa = 0$. Кривые, нанесенные штриховыми линиями и построенные только для всасывающего клапана, относятся к случаю, когда клапан открывается не в мертвой точке, а позже, и соответствуют двум исходным значениям $\varkappa_{\text{вс}} = 0$ и 0,1. Штриховые кривые асимптотически приближаются к сплошным кривым, при-

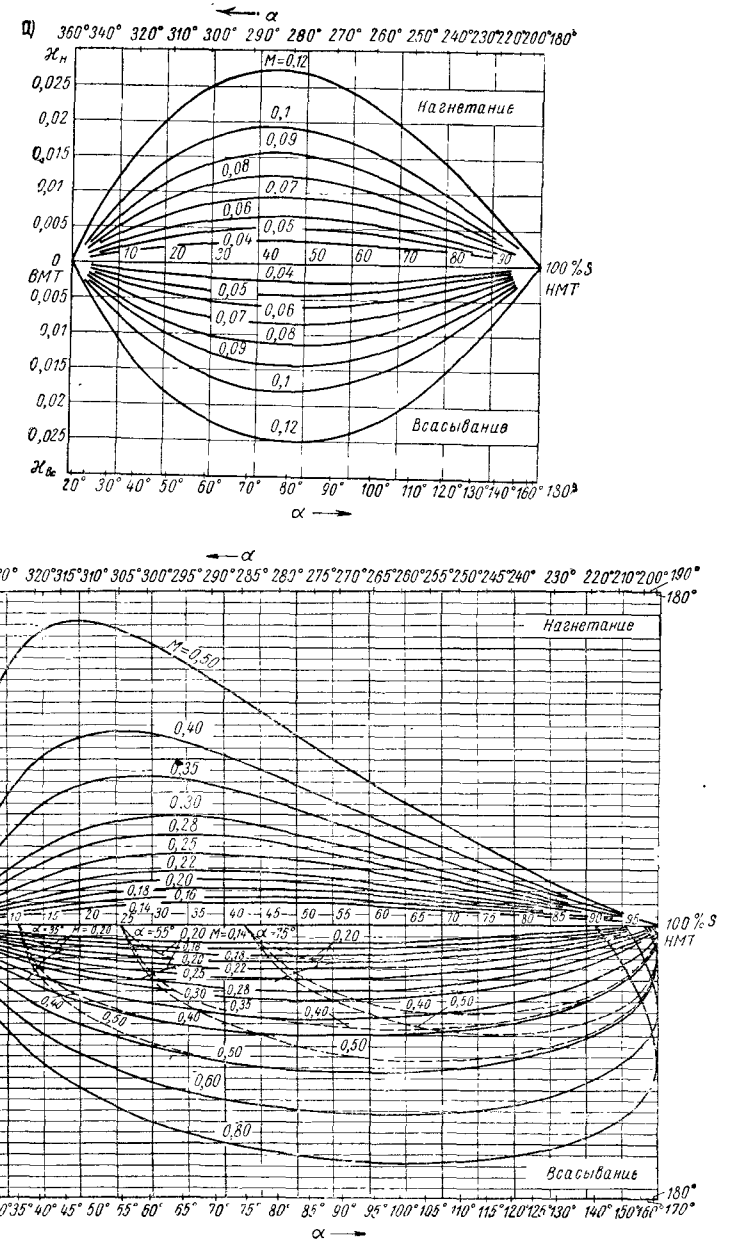


Рис. 65. Безразмерные диаграммы потери давления во всасывающем и нагнетательном клапанах:

а — для $M \leqslant 0{,}12$; *б* — для $M \geqslant 0{,}14$

чем в наиболее интересной для практики области малых значений $M < 0{,}25$ кривые сближаются особенно быстро. Поэтому основной

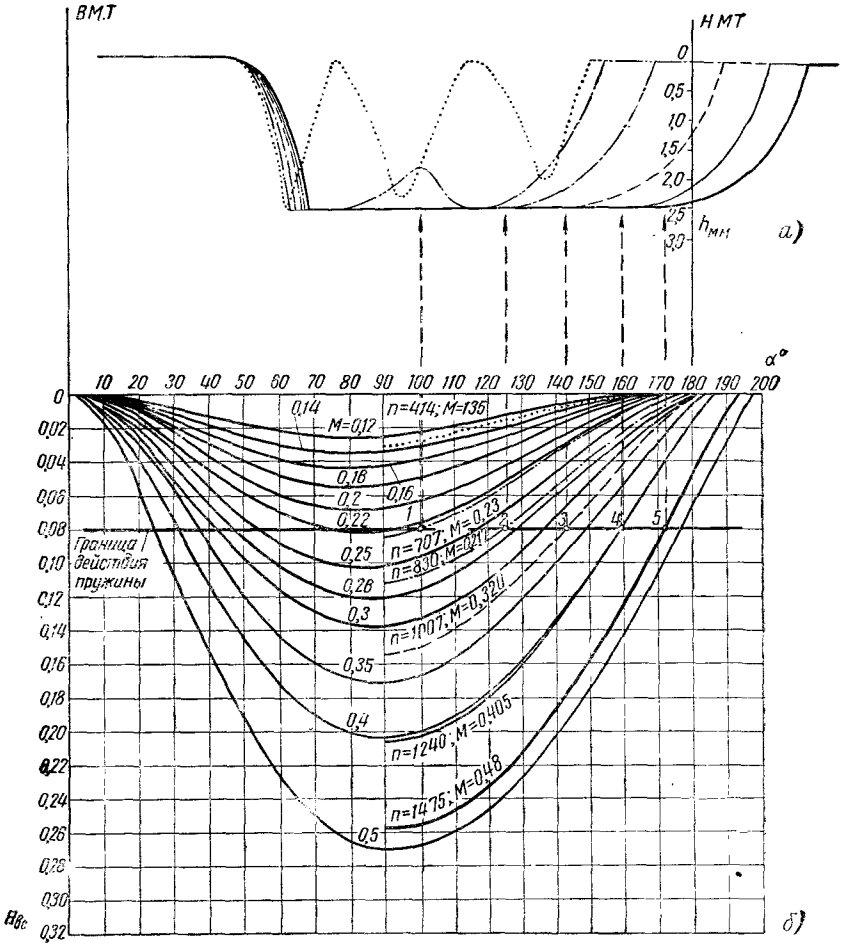


Рис. 66. К определению момента начала закрывания клапана:

а — движение пластины; *б* — определение начала закрытия клапана по безразмерной диаграмме; *1, 2, 3, 4, 5* — точки начала закрытия клапана ..... $n = 414$ об/мин; — · — · — $n = 707$; — · — · — $n = 830$; — — — $n = 1007$; ——— $n = 1240$; ——— $n = 1475$ об/мин

сеткой кривых можно пользоваться для получения значений x и в случае, если клапан открывается не в мертвой точке, а позже.

Безразмерная диаграмма потери давления во всасывающем клапане, показанная на нижнем графике рис. 66, в отличие от предыдущей представляет зависимость величины x от угла поворота кривошипа α. Нанесенная на ней горизонталь с ординатой $x_{по}$ или граница действия пружины определяет относительную величину минимальной потери давлений в клапане $\Delta P_{по}$, необходимую для полного открытия клапана при заданной пружине.

Если кривая M, определяющая потерю давления в клапане, не пересекается с границей действия пружины, значит потеря давлений недостаточна, чтобы при установленной в клапане пружине хотя бы кратковременно полностью его открыть. Кривые пересекаются, если клапан полностью открыт. Точка пересечения восходящей ветви кривой M с границей действия пружины определяет угол поворота кривошипа α в момент, когда клапан начинает закрываться.

На рис. 66, *а* приведены кривые движения пластины всасывающего клапана, полученные посредством циклографа [1—15] — прибора, предназначенного для записи движения пластин и точного индицирования поршневых компрессоров. Кривые получены при оборотах от 414 до 1475 в минуту.

Этим же оборотам соответствуют дополнительные кривые M, нанесенные на безразмерной диаграмме (рис. 66, *б*).

Граница действия пружины не пересекает кривую $M = 0{,}135$, соответствующую наименьшему числу оборотов $n = 414$ в минуту. Кривая же движения пластины показывает, что при этом числе оборотов она совершает колебательное движение между седлом и ограничителем подъема.

Точки пересечения границы действия пружины с кривыми M для чисел оборотов $n = 830$ об/мин и выше совпадают с действительными точками начала закрытия клапана на кривых движения пластины. При $n = 707$ об/мин точки не совпали. Отклонение движения пластины вызвано возвратным ударом пружины о пластину при выходе из гнезда в ограничителе подъема, куда пружина заглубляется, продолжая движение по инерции после открытия клапана.

Кривые движения показывают далее, что чем длительнее удерживает давление потока пластину у ограничителя подъема, тем позже закрывается клапан. При слабой пружине клапан закрывается с запаздыванием (возрастающим с повышением числа оборотов компрессора), при излишне сильной — преждевременно, в ряде случаев не достигнув полного открытия.

Следовательно, усилие пружины должно соответствовать конструкции и условиям работы клапана на компрессоре и не может быть выбрано произвольно.

В большинстве случаев оптимальное усилие пружины для кольцевых и дисковых клапанов соответствует условию $\frac{\varkappa_{по}}{\varkappa_{max}} = 0{,}1 \div 0{,}3$. Здесь $\varkappa_{max}$ — наибольшая относительная потеря давления в полностью открытом клапане, определяемая по кривым (рис. 65) или по графику (рис. 67) в зависимости от величины M; $\varkappa_{по}$ — относительная разность давлений, требуемая для преодоления силы

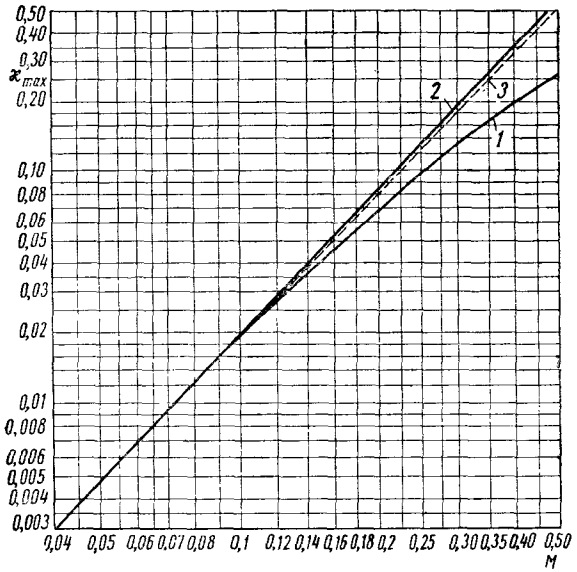


Рис. 67. График зависимости $\varkappa_{max}$ от M:

1 — для всасывания, *2* — для нагнетания полости, обращенной к крышке цилиндра, *3* — для нагнетания полости, обращенной к валу

пружины в полностью открытом клапане. Более высокие значения отношения $\frac{\varkappa_{по}}{\varkappa_{max}}$ указаны для клапанов многооборотных компрессоров. В ступенях высокого давления значения $\frac{\varkappa_{по}}{\varkappa_{max}} < 0{,}1$. Для своевременного закрытия клапана усилие пружины рекомендуется определять более точно, пользуясь способом, изложенным в [1].

Для полосовых клапанов $\frac{\varkappa_{по}}{\varkappa_{max}} = 0{,}2 \div 0{,}4$, а для прямоточных $0{,}4 \div 0{,}8$ и выше. Точность выбора отношения $\frac{\varkappa_{по}}{\varkappa_{max}}$ этих клапанов играет меньшую роль, чем для кольцевых или дисковых, вследствие

их конструктивных особенностей (малая масса пластин, отсутствует влияние предварительного затяжения пружины).

Для определения силы пружины по размерам клапана вычисляют критерий скорости потока M, далее по графику (рис. 67) находят $\varkappa_{max}$, затем, руководствуясь выбранной величиной отношения $\frac{\varkappa_{по}}{\varkappa_{max}}$, определяют $\varkappa_{по}$ и, наконец,

$$\Delta P_{по} = \varkappa_{по} P,$$

где P — номинальное давление газа, протекающего через клапан.

Величина $\Delta P_{по}$ зависит от силы пружины $P_{пр}$. В полностью открытых кольцевых и дисковых клапанах при силе пружины $P_{пр}$ кГ или усилии пружины $B_{пр} = \frac{P_{пр}}{f_c}$ кГ/м²,

$$\Delta P_{по} = \frac{B_{пр}}{\rho} = \frac{P_{пр}}{\rho f_c} \text{ кГ/м}^2, \qquad \text{(I-188)}$$

где $\rho = 1{,}22—1{,}30$ — коэффициент давления потока, зависящий от высоты подъема пластины; f_c — площадь проходного сечения седла, м². Величина $\Delta P_{по}$ беспружинных клапанов — полосового и прямоточного — зависит от подъема пластины h, ее толщины δ и определяется по формулам:

для полосового клапана

$$\Delta P_{по} = \frac{11 \cdot 10^{10} (h - h_0) \delta^3}{l^4} \cdot \frac{b_1}{b} \text{ кГ/м}^2, \qquad \text{(I-189)}$$

где h и h_0 — подъем пластины в средней точке и у концов, м;
l — длина пластины, м;
b и b_1 — ширина прохода в седле и пластины, м;

для прямоточного клапана

$$\Delta P_{по} = \frac{2{,}26 \cdot 10^{10}}{1 - \left(\frac{f_щ}{f_c}\right)^2} \cdot \frac{h\delta^3}{H_0^4} \text{ кГ/м}^2, \qquad \text{(I-190)}$$

где $f_щ$ и f_c — площади проходного сечения щели у свободной кромки пластины и седла у входа газа в клапан;
h — подъем пластины у свободной кромки, м;
H_0 — высота подвижной части пластины, м (рис. 62, б).

Пластины полосовых и прямоточных клапанов выполняют роль пружин, поэтому задача сводится к определению δ.

В полностью открытых кольцевых и дисковых клапанах усилие пружин $B_{пр} = 300 \div 3000$ кГ/м². Большие значения допускаются при высоких оборотах и для клапанов ступеней среднего и высокого давлений. Сила предварительного затяжения местных пружин

в полностью закрытых клапанах составляет 0,1—0,4 указанных величин, для всасывающих же клапанов I ступени ее следует ограничивать 50—200 $кГ/м^2$. Если всасывание протекает при давлении, близком к атмосферному или более низком, то силу пружины выбирают очень тщательно. Неправильный выбор вызывает потерю производительности и энергии.

При проектировании нового компрессора до определения силы пружины необходимо выбрать размеры клапанов, обеспечивающие небольшие потери энергии. Общепринятым способом выбора сечений клапанов по допускаемым скоростям газа не учитывается, что для газов с относительно малым удельным весом (водород, азотоводородная смесь и др.) могут быть допущены значительно более высокие скорости, чем для имеющих большой удельный вес. Поэтому при выборе клапанов следует исходить из критерия скорости потока M, который, как показано ниже, служит основным показателем, определяющим потерю энергии в клапане.

Таблица 8

Допустимые значения M и относительные потери мощности в клапанах (при $\varepsilon = 3$)

Наименование	Давления всасывания, *ата*					
	1÷5	5÷15	15÷50	50÷150	150÷500	500÷1000
Допустимое значение M	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12
Относительная потеря мощности $\frac{\Delta N_{кл}}{N_{ном}}$, %	11,2	9,2	7,4	5,8	4,4	3,2

Проходные сечения всасывающих и нагнетательных клапанов обычно одинаковы. Поэтому принимают значения M для всасывающего клапана, которые рекомендуется ограничивать (табл. 8) в зависимости от давления всасывания. В этой же таблице указаны соответствующие значениям M суммарные потери мощности $\Delta N_{кл}$ во всасывающем и нагнетательном клапанах, отнесенные к номинальной (без учета потерь в клапанах) индикаторной мощности $N_{ном}$. Эта мощность вычислена для отношения давлений $\varepsilon = 3$, примерно равного среднему значению ε в ступенях поршневого компрессора.

Если возможно увеличить эквивалентную площадь Φ, а также для газов с малым удельным весом, которому соответствует высокая скорость звука, значения M рекомендуется выбирать ниже указанных в табл. 8.

Теоретическая работа, затрачиваемая на преодоление сопротивления клапана, открывающегося своевременно, мгновенно и

полностью, выражается в индикаторной диаграмме площадями *amnea* для всасывающего клапана и *AMNEA* для нагнетательного (рис. 68). Отношения тех же работ к давлению P, площади поршня F и ходу поршня S представляют собой безразмерную теоретическую работу всасывания $i_{вс}$ и нагнетания $i_н$. Значения $i_{вс}$ и $i_н$ могут быть представлены на безразмерной диаграмме (рис. 65) в виде площади, ограниченной кривой M над участком всасывания или нагнетания, где открыт соответствующий клапан. При относительном мертвом пространстве a момент открытия клапана зависит от отношения давлений ε.

Величины $i_{вс}$ и $i_н$ даны на номограмме (рис. 69) в зависимости от M и ε, причем $a = 0{,}1$.

Действительная работа (площади *abcdea* и *ABCDEA* на рис. 68) всегда больше теоретической (площади *amnea* и *AMNEA*), так как вследствие влияния массы пластины, а также ее прилипания к седлу и воздействия пружины происходит избыточное дросселирование газа.

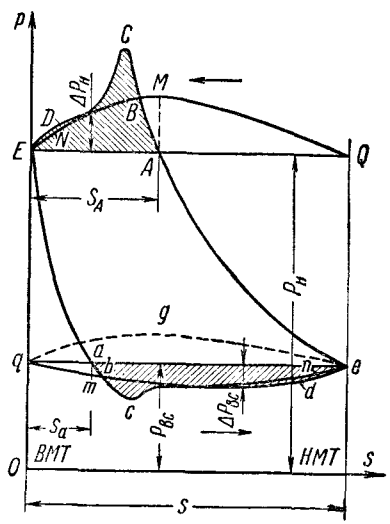


Рис. 68. Работа, теряемая на преодоление сопротивления всасывающего и нагнетательного клапанов

Пружина влияет на потерю давления в клапане только в положении, когда клапан открыт частично, так как усилие пружины определяет высоту подъема пластины. Когда клапан открыт полностью, пластина прижата давлением потока к ограничителю подъема и влияние пружины прекращается.

Кольцевые пружины клапанов устанавливают с большим предварительным сжатием. Они имеют весьма пологую характеристику, и величина усилия мало изменяется при подъеме пластины. Поэтому потеря давления, возникающая в частично открытом клапане, близка к потере давления в конце открытия и может рассматриваться как постоянная величина.

Местные пружины различного вида в кольцевых и дисковых клапанах имеют крутую характеристику. Такая же характеристика прогиба от приложенного усилия у пластин беспружинных полосовых и прямоточных клапанов. Если пружинящие элементы имеют крутую характеристику, потери давления в частично открытом клапане меньше, чем в полностью открытом.

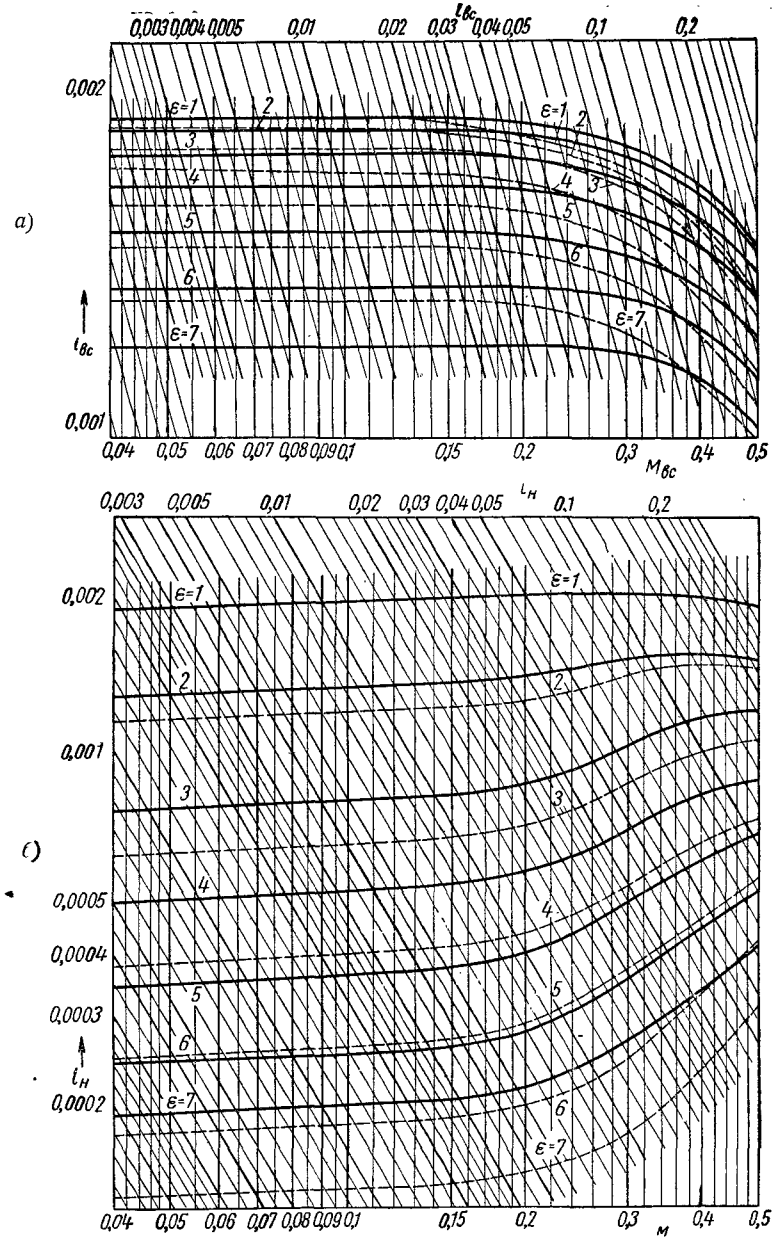


Рис. 69. Номограмма для определения безразмерной теоретической работы, теряемой на преодоление сопротивления клапана:

а — для всасывающего $i_{вс}$; *б* — для нагнетательного $i_н$.

Сплошные кривые — для полости цилиндра со стороны крышки, пунктирные — для полости со стороны вала

Отношение избыточной работы в результате действия пружины к теоретической, затрачиваемой на преодоление сопротивления полностью открытого клапана, выражается коэффициентами влияния пружины $\psi_{вс}$ для всасывающего клапана и $\psi_и$ для нагнетательного.

Значения коэффициентов $\psi_{вс}$ и $\psi_и$ клапанов, имеющих кольцевые пружины с пологой характеристикой и усилием, мало изменяющимся с увеличением подъема пластин, приведены в табл. 9, для прямоточных клапанов — в табл. 10. Коэффициенты $\psi_{вс}$, приведенные для $\varepsilon = 3$, без значительной погрешности действительны для других величин ε. Коэффициенты $\psi_н$ указаны для $\varepsilon = 2$, 3 и 4. Все значения даны при $a = 0{,}1$. Для клапанов, пружины которых имеют крутую характеристику, коэффициенты $\psi_{вс}$ и $\psi_и$ следует выбирать в интервале значений, указанных в табл 9 и 10, учитывая степень изменения усилия пружины при подъеме пластины.

Таблица 9

Значения $\psi_{вс}$ и $\psi_и$ для кольцевых клапанов в зависимости от $x_{по\ max}$

Коэффициент	Клапаны полости цилиндров	Отношение давлений ε	$x_{по}/x_{max}$ 0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0	3,0
$\psi_{вс}$	Со стороны крышки	3	0,01	0,04	0,09	0,18	0,35	1,0	1,7	3,1
	Со стороны вала	3	0,01	0,03	0,06	0,16	0,30	1,0	1,7	3,0
$\psi_н$	Со стороны крышки	2	0,01	0,04	0,09	0,18	0,30	0,9	1,6	2,7
		3	0,02	0,06	0,165	0,30	0,49	1,3	2,0	3,4
		4	0,02	0,10	0,25	0,45	0,73	1,7	2,7	4,3
	Со стороны вала	2	0,02	0,08	0,18	0,32	0,58	1,3	2,1	3,6
		3	0,03	0,15	0,34	0,61	1,00	2,0	3,1	5,0
		4	0,06	0,23	0,55	1,0	1,65	2,8	4,2	6,7

Под влиянием масс пластины и пружины, а также вследствие прилипания пластины к седлу затрачивается избыточная работа. Отношение этой работы к теоретической, необходимой для проталкивания газа через открытый клапан, определяет коэффициент влияния массы подвижных частей μ. Значения этих коэффициентов для разных типов клапанов следующие:

кольцевые . . . . . 0,04—0,15
полосовые . . . . . 0,02—0,08
прямоточные . . . . . 0,01—0,04

Таблица 10

Значения $\psi_{вс}$ и $\psi_н$ для прямоточных клапанов

Коэффициент	Клапаны полости цилиндра	Отношение давлений ε	$x_{по}/x_{max}$ 0,6	1,0	2,0	4,0	6,0	8,0
$\psi_{вс}$	Со стороны крышки	3	0,02	0,07	0,31	0,77	1,2	1,7
	» » вала	3	0,01	0,06	0,27	0,73	1,1	1,6
$\psi_н$	Со стороны крышки	2	0,02	0,07	0,26	0,72	1,1	1,5
		3	0,03	0,12	0,32	0,87	1,3	1,7
		4	0,05	0,17	0,43	1,10	1,6	1,9
	» » вала	2	0,03	0,12	0,33	0,87	1,3	1,6
		3	0,05	0,19	0,48	1,15	1,6	2,1
		4	0,08	0,28	0,64	1,43	2,0	2,6

Большие значения соответствуют клапанам с утолщенными пластинами при высоких числах оборотов компрессора и низком давлении газа. Обычно $\mu_{вс} < \mu_н$, но приближенно $\mu_{вс} = \mu_н$.

Суммарная потеря мощности во всасывающих и нагнетательных клапанах отдельной полости цилиндра

$$\Delta N_{пол} = 1{,}634\,[i_{вс}\,(1+\psi_{вс}+\mu_{вс})\cdot p_{вс} + i_н\,(1+\psi_н+\mu_н)\cdot p_н]\,FSn \quad квт, \qquad (I-191)$$

где $p_{вс}$ и $p_н$ — номинальные давления всасывания и нагнетания ступени, *ата*;

F — рабочая площадь поршня рассматриваемой полости цилиндра, $м^2$;

S — ход поршня, *м*;

n — число оборотов компрессора, об/мин.

В расчетах потерь при газах с показателем адиабаты k', отличным от $k = 1{,}4$, значения $i_{вс}$ и $i_н$, взятые по номограмме (рис. 69), должны быть скорректированы путем умножения на отношение $k'/1{,}4$.

Суммарная потеря индикаторной мощности в клапанах ступени равна сумме потерь в полостях цилиндра:

$$\Delta N_{ст} = \sum \Delta N_{пол}. \qquad (I-192)$$

Результирующая потеря мощности в клапанах компрессора определяется как сумма потерь по ступеням:

$$\Delta N_к = \sum \Delta N_{ст}. \qquad (I-193)$$

Порядок определения потери мощности в клапанах показан на следующем примере.

Пример 6. Вычислить потерю мощности в клапанах первой ступени воздушного компрессора. Цилиндр ступени одинарного действия. Данные по компрессору: $n = 735$ об/мин, $S = 0{,}2$ *м*, $c_{ср} = 4{,}9$ *м/сек*, $F = 0{,}0962$ $м^2$, рабочая полость цилиндра находится со стороны крышки. Данные по газу: $R = 29{,}27$ *кГм/кг град*; $k = 1{,}4$. Давления и температуры: $p_{вс} = 1$ *ата*, $p_н = 3$ *ата*, $\varepsilon = 3{,}0$, $t_{вс} = 20°C$, $t_н = 128°C$. Число клапанов: всасывающих $z = 2$, нагнетательных $z = 2$. Расчет произвести для кольцевых и прямоточных клапанов, выполненных под одинаковые гнезда.

Данные по кольцевым клапанам $f_щ = 0{,}00342$ $м^2$, $f_с = 0{,}0061$ $м^2$, $h = 0{,}003$ *м*, $b = 0{,}010$ *м*, средее суммарное усилие всех пружин клапана $P_{пр} = 6{,}7$ *кГ*.

Данные по прямоточным клапанам $f_щ = 0{,}00538$ $м^2$, $f_с = 0{,}00652$ $м^2$, $h = 0{,}0026$ *м*, $H_0 = 0{,}054$ *м*, толщина пластин всасывающего клапана $\delta = 0{,}0003$ *м*, нагнетательного $\delta = 0{,}0004$ *м*. Клапаны устроены с выходными диффузорами.

Определение потери мощности в кольцевых клапанах представлено в табл. 11.

Потеря мощности в прямоточных клапанах

Коэффициент расхода $\alpha = 0{,}98$. Величина минимальной разности давлений для полного открытия клапана, определяемая по формуле (I-190), равна:

всасывающий клапан ($\delta = 0{,}0003$ *м*)

$$\Delta P_{по} = \frac{2{,}26\cdot 10^{10}}{1-\left(\frac{f_щ}{f_с}\right)^2}\cdot\frac{h\delta^3}{H_0^4} = \frac{2{,}26\cdot 10^{10}}{1-\left(\frac{0{,}00538}{0{,}00652}\right)^2}\cdot\frac{0{,}0026\cdot 0{,}0003^3}{0{,}054^4} = 583\ \frac{кГ}{м^2} = 0{,}0583\ кГ/см^2;$$

нагнетательный клапан ($\delta = 0{,}0004$ *м*)

$$\Delta P_{по} = 1380\ \frac{кГ}{м^2} = 0{,}138\ кГ/см^2;$$

Коэффициенты $\psi_{вс}$ и $\psi_н$ находят по табл. 10. Коэффициенты влияния массы и прилипания принимаем

$$\mu_{вс} = \mu_н = 0{,}03.$$

Остальные вычисления аналогичны кольцевым клапанам: находим $\Delta N_{пол} = 1{,}13$ *квт*.

В условиях нашего примера номинальная (без учета потери в клапанах) индикаторная мощность ступени составляет около 25 *квт* и в отношении к ней потери в кольцевых клапанах равны 31,6% и в прямоточных 4,52%.

Смазка компрессоров

Смазку применяют для снижения износа трущихся поверхностей, путем создания между ними жидкостного слоя, и уменьшения затраты энергии на трение. В поршневых компрессорах смазка

Таблица 11

Потери мощности в кольцевых клапанах

Определяемая величина	Обозначение и размерность	Формула или источник	Всасывание	Нагнетание
Отношение h/b	—	—	$\frac{0{,}003}{0{,}010} = 0{,}3$	0,3
Коэффициент расхода	$\alpha_{щ}$	см. стр. 155	0,565	0,565
Эквивалентная площадь	Φ, $м^2$	$\alpha_{щ} \cdot f_{щ}$	$0{,}565 \cdot 0{,}00342 = 0{,}00193$	0,00193
Условная скорость в клапане	$c_{кл}$, $м/сек$	$c_{ср} \frac{F}{z\Phi}$	$4{,}9 \frac{0{,}0962}{2 \cdot 0{,}00193} = 122$	122
Номинальная температура газа	T, °К	$273 + t$	293	401
Скорость звука	$c_{зв}$, $м/сек$	$\sqrt{kgRT}$	$\sqrt{1{,}4 \cdot 9{,}81 \cdot 29{,}27 \cdot 293} = 344$	402
Критерий скорости потока	M	$\frac{c_{кл}}{c_{зв}}$	$\frac{122}{344} = 0{,}355$	0,303
Безразмерная потеря работы	i	по рис. 69	0,125	0,059
Коэффициент давления потока	ρ	1,22—1,30	1,26	1,26
Минимальная разность давлений для клапана, открытого полностью	$\Delta P_{по}$, $кГ/м^2$	$\frac{P_{пр}}{\rho \cdot f_c}$	$\frac{6{,}7}{1{,}26 \cdot 0{,}0061} = 873$	873

Продолжение

Определяемая величина	Обозначение и размерность	Формула или источник	Всасывание	Нагнетание
Безразмерная величина максимума потери давления	$\varkappa_{max}$	по рис. 67	0,17	0,195
Максимальная потеря давлений в открытом клапане	ΔP_{max}, $кГ/м^2$	$10^4 \varkappa_{max} p$	$10^4 \cdot 0{,}17 \cdot 1 = 1700$	5800
Отношение потерь	—	$\frac{\Delta P_{по}}{\Delta P_{max}}$	$\frac{873}{1700} = 0{,}514$	0,151
Коэффициент влияния пружины	$\psi_{вс}$; $\psi_{н}$	табл. 9	0,065	0,01
Коэффициент влияния инерции подвижных частей	$\mu_{вс}$; $\mu_{н}$	В пределах 0,04—0,15	0,08	0,12
Индикаторная мощность, затрачиваемая на сопротивления в клапанах отдельной полости ступени	$\Delta N_{пол}$, $квт$	По формуле (I—191)	$1{,}634\,[0{,}125\,(1 + 0{,}065 + 0{,}08) \cdot 1 + 0{,}059 \times (1 + 0{,}01 + 0{,}12)\,3]\,0{,}0962 \cdot 0{,}20 \times 735 = 7{,}90$	

выполняет и вспомогательные функции: охлаждает трущиеся поверхности механизма движения и уплотняет рабочую полость цилиндра, повышая герметичность поршня и сальников.

В бескрейцкопфных компрессорах цилиндры и механизм движения смазываются одним и тем же маслом, залитым в картер. В крейцкопфных компрессорах для механизма движения применяют индустриальные (машинные) масла, а для цилиндров — компрессорные и другие масла или смазывающие жидкости, в зависимости от сжимаемого газа.

Смазка цилиндров. Смазку цилиндров производят одним из трех способов: разбрызгиванием масла из картера, вводом распыленного масла в струю всасываемого газа, подачей под давлением масла на рабочую поверхность.

Смазку разбрызгиванием осуществляют только в бескрейцкопфных компрессорах.

Источником брызг является масло, захватываемое специальными штырями на шатунах из картера или вытекающее из шатунных подшипников, если последние смазываются принудительно. Оседая на рабочей поверхности цилиндра, открываемой поршнем, масло при последующих оборотах вала увлекается поршнем и наносится им на остальную поверхность.

Существенный недостаток этих систем смазки — невозможность регулирования расхода масла, уносимого в цилиндры. Этот расход, как правило, значительно больше требуемого.

Смазку цилиндров распыливанием производят в тех случаях, когда она не может быть достигнута разбрызгиванием.

При смазке распыленным маслом часть его не попадает на рабочую поверхность цилиндров, тесный же контакт с газом увеличивает унос масла, усиливает загрязнение газа и во многих случаях понижает качество масла. Такую смазку применяют в компрессорах простейшей конструкции, а также в кислородных машинах ввиду специфичности смазывающей жидкости (вода с глицерином).

Смазку цилиндров под давлением применяют главным образом в крейцкопфных компрессорах. Смазку сальников производят также под давлением, для чего предусматривают один, а в ступенях очень высокого давления — два или три ввода.

Учитывая необходимость строгого регулирования подачи масла, а также разные давления в цилиндрах ступеней, для смазки цилиндров применяют лубрикаторы, т. е. многоплунжерные насосы с отдельными элементами. Каждый элемент, действуя как отдельный насос, питает только один ввод и имеет индивидуальную регулировку подачи, которая контролируется каплеуказателем.

Привод лубрикаторов качательный или вращательный от крейцкопфа или коренного вала. Действие качательного привода сопряжено с износом шарниров и стуками, поэтому для новых компрессоров его не применяют.

Для подачи масла до пуска компрессора в лубрикаторах предусмотрено устройство для проворачивания вручную. В крупных компрессорах для этой цели привод лубрикаторов осуществляют от отдельного электродвигателя.

Проверку подачи масла в цилиндры и сальники на всех вводах производят через контрольные краники путем периодического отбора проб масла, поступающего из насоса. Контрольные краники снабжены обратными клапанами.

Смазка механизма движения. Подвод масла к трущимся поверхностям механизма движения осуществляют разбрызгиванием или принудительно.

Смазка механизма движения разбрызгиванием имеет простое устройство, но не обеспечивает эффективного отвода тепла и требует поддержания определенного уровня масла. Кроме того, масло, залитое в картер, в процессе работы не фильтруется; загрязнение масла усиливает износ машины.

Ввиду этих недостатков смазку разбрызгиванием применяют лишь в малых компрессорах, предназначенных для непродолжительной работы.

Принудительная смазка механизма движения представляет циркуляционную смазку по замкнутому контуру: маслосборник — насос — фильтр — холодильник — детали механизма движения — маслосборник (рис. 70).

Обязательной принадлежностью циркуляционной системы является перепускной клапан для регулирования давления масла и манометры. На масляной магистрали следует ставить два манометра — до фильтра и после него, для своевременной очистки фильтра. Давление масла в системе циркуляционной смазки выбирают от 1,0 до 4,0 *кГ/см*^{2}, большие значения — для многооборотных компрессоров. Циркуляционную смазку применяют при длительной работе компрессоров. В небольших и средних машинах в качестве маслосборника часто используют поддон картера и не устанавливают холодильник, в котором при малых количествах масла нет необходимости.

Для правильного распределения масла в точках подвода смазки иногда предусматривают дроссельные краны или шайбы с проходными отверстиями, соответствующими расчетному расходу.

При циркуляционной смазке обычно применяют шестеренчатые насосы, приводимые в действие от вала компрессора через муфту. Для подачи масла перед пуском предусматривается возможность поворачивания насоса вручную. Шестеренчатые насосы компрессоров мощностью 500 *квт* и выше снабжают индивидуальными элект-

родвигателями для включения их до пуска компрессора. Ввиду опасности пуска компрессора без смазки главный двигатель блокируют с системой смазки; его электрическая цепь должна замыкаться лишь при наличии давления масла в системе.

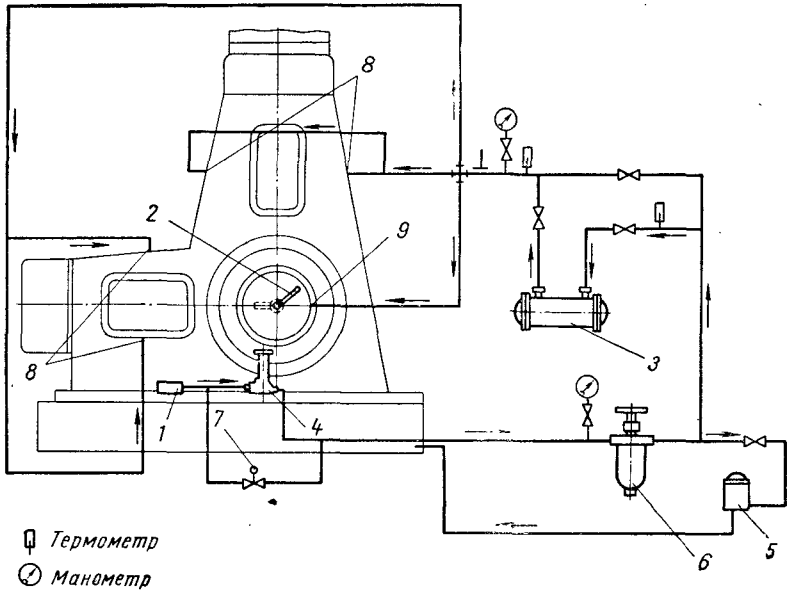


Рис. 70. Схема смазки механизма движения углового крейцкопфного компрессора средней производительности:

1 — приемный фильтр; *2* — ручной привод шестеренчатого насоса; *3* — холодильник; *4* — шестеренчатый насос; *5* — фильтр тонкой очистки или сепаратор; *6* — фильтр грубой очистки; *7* — перепускной клапан; *8* — подвод масла к направляющим крейцкопфа; *9* — подвод масла через вал к шатунным подшипникам

Производительность масляного насоса, рассчитываемого по количеству тепла, которое должно быть отведено маслом от трущихся поверхностей, выбирают в зависимости от мощности компрессора:

в циркуляционных системах с охлаждением масла принимают

$$Q = 0{,}05 \div 0{,}10 \text{ } л/мин \text{ на } 1 \text{ } квт;$$

в циркуляционных системах без охлаждения масла

$$Q = 0{,}15 \div 0{,}30 \text{ } л/мин \text{ на } 1 \text{ } квт.$$

Меньшие количества соответствуют более крупным компре

В масло, заливаемое в систему циркуляционной попадают частицы металла от износа трущихся повер и пыль, приносимая воздухом, которые усиливают изн шины.

Отечественные заводы снабжают компрессоры сетча пластинчато-щелевыми фильтрами. Но для совершенной необходимо удалить из масла все твердые частицы, которых превышает минимальную толщину жидкостной между смазываемыми поверхностями, составляющую 0,010 *мм*. Такая степень очистки, как показывают опыты, у вает срок службы машины в несколько раз, но при с и пластинчато-щелевых фильтрах недостижима, так к не задерживают частиц размером менее 0,05—0,1 *мм*. Н совершенная очистка масла достигается включением в ц ционную систему центробежных сепараторов. Для умен размеров они рассчитываются на 10—15% производите насоса и включаются в параллельную линию масляной никации с выпуском чистого масла на слив.

При использовании масел повышенной вязкости для об пуска циркуляционную смазку больших компрессоров ино раивают с паровым обогревом — в маслосборнике и криво камерах прокладывают змеевики.

Чтобы трение между элементами механизма движен жидкостным и износ минимальным, недостаточно применен ветствующего масла и рационального устройства питающей с Не менее важны конструктивное выполнение смазываемых ч выбор места подвода к ним масла. Следует соблюдать сле правила:

1) между подшипником и цапфой должен быть зазор, в которого рассчитывают в соответствии с теорией жидкостн ния;

2) масло следует подводить к ненагруженной части подш Оно должно беспрепятственно питать холодильники вкл Выходная грань холодильников на рабочую поверхность ника, обращенная по направлению вращения, должна быт лена большим радиусом;

3) нагруженная поверхность подшипника не должна канавок, которые уменьшают его несущие способности;

4) к коническим роликоподшипникам масло следует по со стороны меньшего основания конуса; при подводе с проти ной стороны капли масла отбрасываются центробежной внутрь подшипника не попадают.

Холодильники

По назначению холодильники различают промежуточные и концевые. В первых газ охлаждается между ступенями. Вторые устанавливают на выходе газа из компрессора и применяют в случаях, когда необходим охлажденный газ. В холодильниках газ охлаждают до заданной температуры, обычно на 5—8° С выше начальной температуры охлаждающей воды. Вода нагревается на 15—20° С, что достигается противотоком воды и газа.

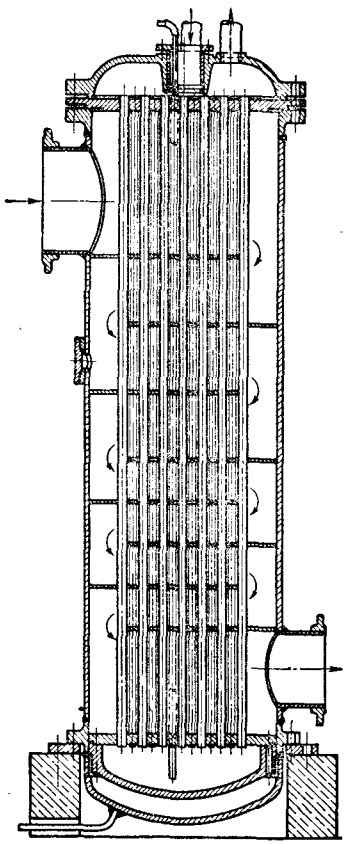


Рис. 71. Многотрубный холодильник с плавающей головкой

Холодильник должен удовлетворять следующим условиям: малое гидравлическое сопротивление, компактность, доступность чистки и простота изготовления. Охлаждаемый газ направляют сверху вниз, а поток воды, температура которой в холодильнике повышается, — снизу вверх, избегая этим свободных токов во встречном направлении. Вследствие пульсирующего потока газа, характерного для поршневых компрессоров, потери давления и мощности в холодильнике во много раз больше, чем при плавном потоке газа. При большой длине газового столба или резких изменениях направления движения газового потока эти потери возрастают. Радикальным средством для снижения потерь является устройство буферных емкостей у входа в холодильник и выхода из него.

В зависимости от производительности компрессора, давления газа и охлаждающей среды (вода или воздух), а также производственных возможностей или навыков завода холодильники выполняют многотрубными, элементными, типа «труба в трубе», змеевиковыми и радиаторными.

Многотрубные холодильники применяют для давления до 40 *кГ/см*². Их выполняют в виде пучка труб, развальцованных в трубных решетках и заключенных в общий корпус. Вода направляется по трубам, а газ между ними; предусматривается перекрестный ток газа относительно трубного пучка, при котором достигается более высокий коэффициент теплопередачи.

Для обеспечения свободы температурных деформаций и удобства чистки одну из трубных решеток устраивают подвижной: с уплотнением в корпусе резиновыми кольцами или без уплотнения, в виде плавающей головки (рис. 71). Охлаждающую воду к плавающей головке часто подводят по центральной трубе большого диаметра.

Элементные холодильники (рис. 72) применяют также для давлений до 40 *кГ/см*². Их выполняют из труб, оребренных с внешней

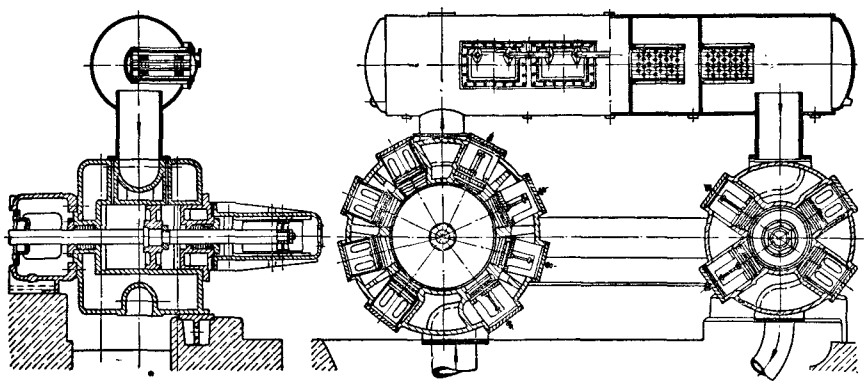


Рис. 72. Горизонтальный холодильник с ребристыми элементами, установленный над цилиндрами компрессора

поверхности, обращенной к газу. Достигаемое этим увеличение поверхности теплообмена компенсирует недостаточность коэффициента теплоотдачи со стороны газа по сравнению с коэффициентом со стороны воды. Этим достигается компактность теплопередающих элементов.

Холодильники типа «труба в трубе» применяют для давлений от 25 *кГ/см*² до самых высоких. Они устроены из нескольких секций, последовательно соединенных между собой; каждая секция состоит из внутренней трубы, расположенной в трубе бо́льшего диаметра (рис. 73). По внутренним трубам протекает газ, и они рассчитаны на его давление. Охлаждающая вода движется в кольцевом канале, образованном трубами, противотоком относительно газа.

В новейших конструкциях холодильников типа «труба в трубе» для давлений до 200 *кГ/см*² на внешней поверхности внутренней трубы устраивают продольные ребра и, направляя газ по кольце-

вому межтрубному пространству, а воду по внутренней трубе, значительно уменьшают размеры холодильника.

Холодильники змеевикового типа применяют для любых давлений, но только при сравнительно малых объемах охлаждаемого газа. Газ движется внутри змеевика, установленного в резервуаре, через который протекает охлаждающая вода.

В змеевиках допускают большие скорости газа, но при сравнительно высоком коэффициенте теплоотдачи со стороны газа змеевиковые холодильники имеют пониженный коэффициент теплоотдачи со стороны воды, вынужденная скорость движения которой весьма мала.

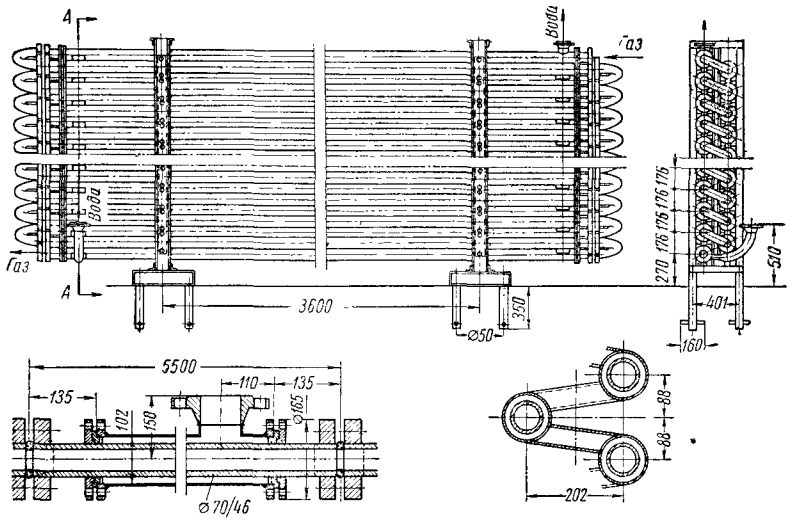


Рис. 73. Холодильник типа «труба в трубе» V ступени компрессора для азотоводородной смеси

Холодильники радиаторного типа применяют в компрессорах с воздушным охлаждением. Сжатый газ протекает внутри трубок, а охлаждающий воздух омывает трубки снаружи. Его поток, создаваемый вентилятором, направлен перпендикулярно трубному пучку.

Расчетное количество тепла Q приближенно можно полагать равным тепловому эквиваленту индикаторной работы ступени компрессора за один час. В холодильниках сверхвысокого давления тепло, проходящее через поверхность охлаждения, эквивалентно только части индикаторной работы, так как другая часть, выражаемая приращением Pv реального газа, уходит из холодильника не с водой, а с газом. В случаях влажного газа учитывают добавочное количество тепла, выделяющегося при конденсации водяных паров. В ступенях низкого давления оно увеличивает общее количество отводимого тепла до 30%, но в ступенях высокого давления так мало, что в расчет не принимается.

Для определения необходимой поверхности охлаждения холодильника находят по допускаемым скоростям проходные сечения и число труб в пучке и затем рассчитывают длину l трубного пучка по количеству тепла Q, которое должно быть отведено. Если эта длина не конструктивна, изменяют в пределах допустимых скоростей число трубок или проходные сечения и снова находят длину трубного пучка. Расчет продолжают до получения удовлетворительных соотношений. Методика расчета холодильников поршневых компрессоров приведена в литературе [1].

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Расход сжатого газа изменяется в широких пределах в зависимости от режима работы аппаратов, машин и пневматических инструментов. Количество газа, подаваемое компрессором, зависит от температуры всасываемого газа, его давления, влажности, а также от состояния компрессора и числа оборотов. Номинальная производительность компрессора, если она выбрана с избытком, может значительно превышать максимальное потребление. Задача регулирования состоит в том, чтобы поддерживать равенство между производительностью компрессора и расходом газа. При регулировании производительность снижают в пределах от номинальной до нуля.

Наиболее просто и целесообразно регулировать производительность компрессора изменением числа оборотов. Между тем, широкое распространение электропривода, число оборотов которого постоянно, исключило для большинства установок эту возможность.

К системам регулирования предъявляют следующие основные требования: плавность изменения производительности, экономичность, простота устройства, компактность и удобство обслуживания.

По характеру изменения производительности различают регулирование прерывистое, ступенчатое и плавное.

Классификация различных видов регулирования приведена в табл. 12.

Регулирование может быть ручным или автоматическим. Ручное регулирование допустимо лишь при редком изменении производительности и постоянном наблюдении за работой компрессорной установки. Его применяют, например, в химической промышленности для крупных компрессоров, где по условиям производства

Таблица 12

Классификация видов регулирования

Прииципп регулирования	Способ регулированиия	Порядковый номер	Характер регулирования
	Повторные остановки компрессора		
Воздействие на привод	Остановка двигателя	1	Прерывистое
	Отсоединение компрессора от двигателя	2	»
	Изменение числа оборотов	3	Ступенчатое
	» » »	4	Плавное
	Перекрытне всасывания		
Управление коммуникацией	Полное	5	Прерывистое
	Частичное (дросселирование)	6	Плавное
	Перепуск с нагнетания на всасывание		
	Свободный	7	Прерывистое
	Дроссельный	8	Плавное
	Совместное действие (пп. 5 и 7)	9	Прерывистое
	Отжим всасывающих клапанов		
Воздействие на клапаны цилиндра	Полный	10	Прерывистое и ступенчатое
	На части хода	11	Плавное
	Открытие перепускных клапанов		
	Частичное	12	Плавное
	Полное на части хода	13	»
	Присоединение дополнительных полостей		
Изменение мертвого пространства цилиндров	Постоянной емкости	14	Ступенчатое
	Переменной емкости	15	Плавное
	Сочетание пп. 14 и 15	16	»
	Присоединение дополнительных полостей на части хода	17	»
Изменение хода поршня	Сокращение хода поршня	18	Плавное
Комбинированное	Сочетание пп. 10 и 14	19	Ступенчатое
	Сочетание п. 8 с любым из пп. 3, 4, 10, 14 или 15	20	Плавное

расход газа относительно устойчив, но и там в последнее время переходят к автоматическому регулированию.

Если производительность компрессора превышает расход газа, давление в нагнетательной сети возрастает; при недостаточной производительности — падает. Несоответствие между производительностью компрессора и расходом компенсируется ресивером в нагнетательной магистрали, который при возрастании давления принимает избыточный газ и при снижении его выдает. Чем совершеннее регулирование и более гибко и точно производительность следует расходу, тем меньше объем ресивера. Если бы величина производительности была всегда равна расходу, то можно было бы ограничиться минимальным объемом ресивера, необходимым для сглаживания пульсаций давления в потоке газа.

Для регулирования производительности по давлению необходимо постоянное давление в сети. Изменение его показывает на несоответствие между производительностью и расходом и служит импульсом для изменения производительности.

Регулирование воздействием на привод

Воздействуя на привод, можно регулировать производительность путем остановок компрессора и изменения числа оборотов.

Регулирование повторными остановками компрессора характеризуется прерывистым изменением производительности. Его осуществляют двумя способами: остановками двигателя и отсоединениями его от компрессора.

При электрическом приводе мощностью до 250 *квт* допускается регулирование путем остановок двигателя. Основное его преимущество в том, что с прекращением подачи расход энергии также прекращается. Запуск и остановку производят управляемые регулятором производительности автоматические пусковые устройства.

Для облегчения пуска необходимо разгружать компрессор, т. е. переводить его на холостой ход одним из способов, описанных ниже.

Регулирование производительности путем отсоединения компрессора от двигателя имеет преимущества по сравнению с их совместной остановкой: отсутствуют значительные толчки тока в сети при пуске компрессора, частые включения не сопровождаются перегревом двигателя. Его применяют для двигателей значительной мощности и, в частности, синхронных. Для пуска и остановки компрессора служат электромагнитные муфты.

По расходу энергии этот способ (если остановки компрессора продолжительны) менее экономичен, чем регулирование остановками двигателя, так как сопряжен с потерей мощности холостого хода двигателя. В то же время он экономичнее лучших систем

регулирования переводом компрессора на холостой ход — в периоды прекращения подачи экономится мощность холостого хода компрессора, составляющая не менее 15% номинальной.

Регулирование изменением числа оборотов осуществляют без специальных регулирующих органов в конструкции компрессора. Понижение производительности многоступенчатого компрессора не вызывает перераспределения отношения давлений между ступенями и потому регулирование можно производить в широких пределах.

Плавное и наиболее экономичное регулирование производительности изменением числа оборотов достигается в случае привода от паровой машины или двигателя внутреннего сгорания. Экономичность такого регулирования обусловлена тем, что работа механического трения уменьшается почти пропорционально производительности. Кроме того, уменьшение числа оборотов вызывает снижение скоростей газа в клапанах и трубопроводах и, значит, межступенчатых потерь давления; индикаторная работа одного оборота уменьшается. Однако вследствие сниженного числа оборотов экономия в работе компрессора поглощается потерями в двигателе, но удельный расход энергии на 1 $м^3$ газа остается приблизительно постоянным при любом числе оборотов.

Регулирование воздействием на коммуникацию

На этом принципе основано два способа регулирования производительности: перекрытием всасывания и перепуском с нагнетания на всасывание.

Перекрытие всасывания может быть полное и частичное. В первом случае регулирующий орган полностью перекрывает всасывающую линию и компрессор переходит на работу вхолостую. Характер регулирования — прерывистый. Во втором случае регулирующий орган частично перекрывает всасывающую линию. Регулирование производительности плавное путем дросселирования всасываемого газа.

При нулевой производительности, достигаемой при полном перекрытии всасывающей линии, кривые расширения и сжатия почти сливаются (рис. 74). Индикаторная мощность не превышает 2—3% номинальной.

Недостаток этого способа — разность давлений на поршень создает «пики» вращающего момента, которые затрудняют пуск. Для облегчения пуска пользуются устройствами для разгрузки.

При регулировании частичным перекрытием всасывания дросселирующие устройства выполняют в виде клапана, шибера или задвижки и располагают перед всасывающим патрубком компрессора. Уменьшая проходное сечение дросселя, повышают его сопротивление и, следовательно, снижают давление газа, поступающего в цилиндр.

Чем глубже дросселирование, тем больше работы требуется для сжатия газа. Индикаторная работа при низком отношении давлений тоже возрастает, при высоком — снижается. Исследование показало, что при мертвом пространстве $a = 10\%$ максимуму индикаторной работы при адиабатическом сжатии и расширении соответствует $\varepsilon = 2{,}69$. Мертвое пространство повышает экономичность регулирования, и тем значительнее, чем больше снижается производительность.

При регулировании производительности многоступенчатых компрессоров дросселированием на всасывании промежуточные давления снижаются, а отношения давлений сохраняют свою величину на всех ступенях, кроме последней, где они увеличиваются обратно пропорционально производительности.

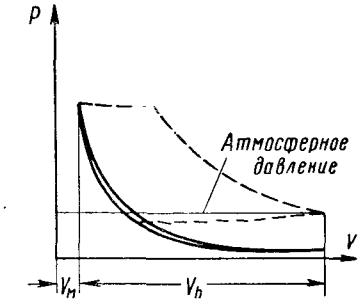


Рис. 74 Индикаторная диаграмма компрессора при отключении всасывания (пунктиром показана диаграмма при нормальной работе компрессора)

С ростом отношения давлений повышается температура нагнетания последней ступени, которая может стать недопустимо высокой. При этом ухудшаются условия смазки, повышается износ движущихся в цилиндре частей. В случае сжатия воздуха возможен взрыв компрессорной установки. Пределы регулирования могут быть расширены, если при номинальной производительности предусмотреть в последней ступени пониженное отношение давлений.

Регулирование дросселированием, обеспечивая плавное изменение производительности, конструктивно выполняется весьма просто — в этом его преимущество. Но по расходу энергии оно не экономично. Тем не менее благодаря простоте конструкции его широко применяют в компрессорах средней и большой производительности. При дросселировании в I ступени возникает вакуум и возможен подсос воздуха, что следует учитывать в случае газовых компрессоров.

Перепуск с нагнетания на всасывание производят двумя принципиально различными способами: свободным и дроссельным перепуском. Первым способом компрессор переводится на холостой ход и достигается прерывистое регулирование производительности, вторым способом осуществляется плавное изменение производительности.

В том и другом случае для перепуска с нагнетания на всасывание применяют байпас — трубопровод, снабженный запорным вентилем или клапаном, сообщающим нагнетательный трубопровод со всасывающим. В нагнетательной сети при устройстве байпаса необходим обратный клапан. В воздушных компрессорах перепуск на всасывание часто заменяют выпуском в атмосферу.

Свободный перепуск — один из основных способов для получения холостого хода. Его применяют в компрессорах большой производительности и высокого давления, главным образом для разгрузки компрессора при пуске.

В многоступенчатых компрессорах вследствие значительного сопротивления в клапанах и трубопроводах устраивают два или три байпаса, в зависимости от числа ступеней. В крупных шестиступенчатых компрессорах байпасы размещают после I, III и VI ступеней.

Схема устройства для прерывистого регулирования производительности небольшого компрессора байпасами после I и II ступеней показана на рис. 75. При избытке давления в ресивере регулятор производительности *1* сообщает кольцевую полость *2* перепускного клапана *3* с высоким давлением и, поднимая клапан, открывает путь газу, нагнетаемому II ступенью, во всасывающий трубопровод I ступени. Байпасная линия I ступени *5* присоединена к байпасной линии II ступени *6* через обратный клапан *4* (на схеме — непосредственно к перепускному клапану *3*). Таким образом, обе байпасные линии сообщаются со всасывающей линией I ступени общим перепускным клапаном *3*. После его открытия возникает циркулирующий поток: большая часть газа, подаваемого I ступенью, проходит через ее байпасную линию и возвращается на всасывание, меньшая часть газа в объеме, всасываемом II ступенью, проходит холодильник *7*, II ступень компрессора и через ее байпасную линию возвращается во всасывающую линию I ступени. Обратный клапан *8* предотвращает утечку заключенного в ресивере газа. Для включения компрессора в работу регулятор производительности переключает кольцевую полость *2* перепускного клапана с высокого давления на атмосферное и клапан закрывается силой собственного веса и пружины *9*. Назначение обратного клапана *4* — не допустить перетекание сжатого газа из байпасной линии II ступени в байпасную линию I ступени при нормальной работе компрессора.

В схему (рис. 75) вводят иногда упрощение — перепуск после I ступени отсутствует и весь газ до возврата во всасывающую линию проходит через цилиндр II ступени. Вследствие этого несколько возрастает мощность холостого хода.

Дроссельный перепуск или отвод избытка газа через неполностью открытый байпасный вентиль или клапан связан со значительной потерей энергии, так как вся работа сжатия избыточного газа пропадает. При регулировании дроссельным перепуском с последней ступени во всасывающую линию I ступени промежуточные давления не изменяются, температурный режим не нарушается и равномерность хода не ухудшается. Поэтому производительность можно плавно изменять от 100 до 0%. Простота конструкции байпаса и возможность его использования для разгрузки компрессора при

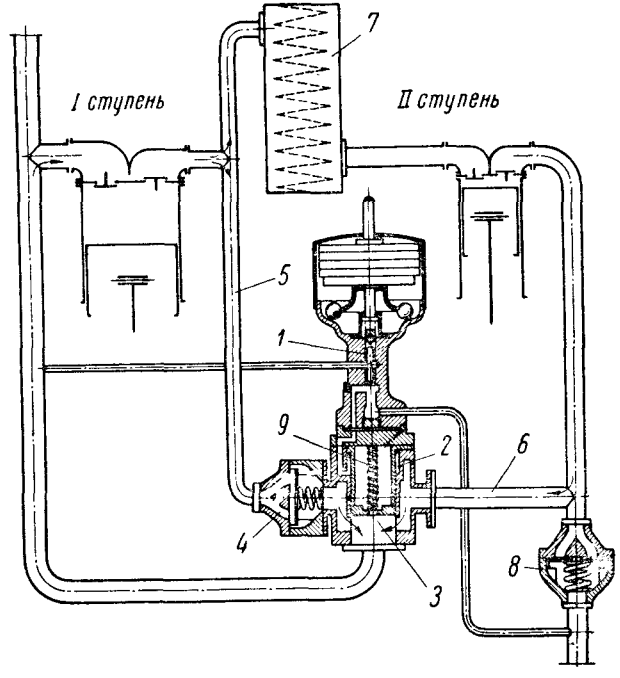


Рис. 75. Схема устройства для прерывистого регулирования производительности свободным перепуском после I и II ступеней (перепускной клапан показан открытым)

пуске объясняет применение такого регулирования, несмотря на его неэкономичность.

Потеря энергии может быть снижена в несколько раз, если сжатый газ перепускать во всасывающую линию компрессора после I ступени. Но в этом случае диапазон регулирования ограничен ростом отношения давлений в последней ступени вследствие перераспределения сжатия.

Во всех случаях дроссельного регулирования перепускную линию следует начинать после холодильника и ко всасывающему штуцеру компрессора возвращать уже охлажденный газ.

Регулирование воздействием на клапаны цилиндра

Изменение производительности достигается частичным или полным возвратом газа из полости цилиндра в его всасывающий патрубок. Основным способом такого регулирования является отжим всасывающих клапанов. Иногда, вместо использования рабочих клапанов компрессора, для этой цели в цилиндре предусматривают специальные перепускные клапаны.

Регулирование отжимом всасывающих клапанов. Если воспрепятствовать закрытию всасывающего клапана, то газ, поступивший в цилиндр при обратном ходе поршня, будет вытеснен из цилиндра через тот же всасывающий клапан. На этом основаны все разновидности регулирования производительности воздействием на всасывающие клапаны: полный отжим клапанов, частичный и на части хода. При первом способе сжатие в полости цилиндра прекращается и подача становится равной нулю. Другие два способа дают постепенное изменение производительности, т. е. плавное регулирование. Из них практический интерес представляет последний, так как при частичном отжиме всасывающих клапанов происходит, вследствие дросселирования газа, значительная потеря энергии. Кроме того, под влиянием большой разности давлений в отжатом клапане деформируется пластина.

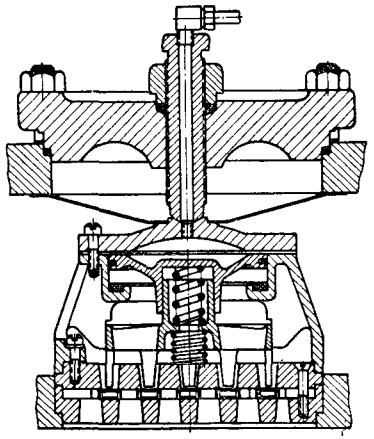
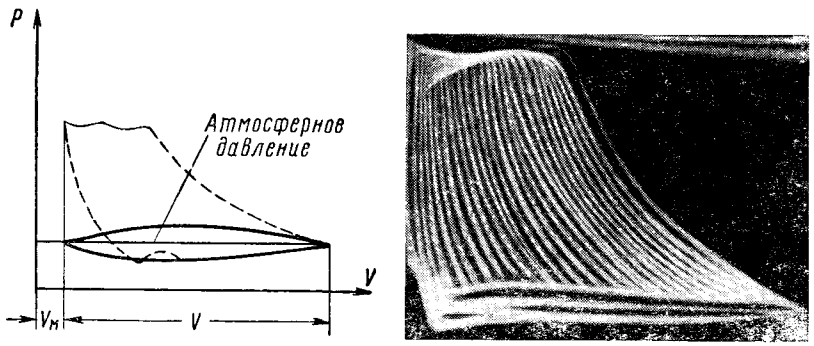


Рис. 76. Всасывающий клапан с отжимным устройством

Полный отжим всасывающих клапанов производится вилкой, действующей на пластины (рис. 76). Она связана с поршеньком сервомотора, к которому подводится давление от регулятора. Поршенек опускается, вилка ложится на пластину всасывающего клапана и держит его открытым. При падении конечного давления автоматический регулятор сообщает полость над поршеньком сервомотора с атмосферой и пружина поднимает поршенек с вилкой, освобождая пластину клапана.

Индикаторные диаграммы, соответствующие работе при отжатом всасывающем клапане, т. е. вхолостую, и нормальной, приведены на рис. 77, *а*. Если полость цилиндра имеет несколько всасывающих клапанов, не менее половины их снабжают отжимными устройствами и обеспечивают одновременный отжим. При прерывистом регулировании многоступенчатого компрессора всасывающие клапаны всех ступеней отжимаются одновременно общим регулятором производительности.

Отжим всасывающих клапанов применяют также для ступенчатого регулирования, например, компрессоров с цилиндрами всех ступеней двойного действия. Регулированием обычно управляют два двухпозиционных регулятора производительности, установленные на разные конечные давления. При повышении давления сначала срабатывает регулятор, выключающий всасывающие клапаны одной



а) *б)*

Рис. 77. Индикаторные диаграммы:

а — при полном отжиме всасывающего клапана; *б* — при отжиме всасывающего клапана на части хода

полости каждого цилиндра. Производительность снижается со 100 до 50%. При дальнейшем росте конечного давления срабатывает второй регулятор, отжимаются всасывающие клапаны вторых полостей цилиндров и производительность снижается с 50 до 0%.

Отжим всасывающих клапанов на части хода относится к сравнительно новым способам регулирования производительности. Всасывающие клапаны принудительно задерживаются в открытом состоянии, и в начале хода сжатия газ свободно выходит из цилиндра. Сжатие начинается лишь после того, как всасывающие клапаны на известной части пути поршня закрываются. Смещая момент закрытия клапанов, осуществляют плавное и экономичное регулирование (рис. 77, *б*), так как индикаторная работа уменьшается почти пропорционально производительности.

В зависимости от способа воздействия на пластину клапана различают электромагнитные, гидравлические и пневматические регулирующие устройства для отжима клапанов на части хода.

Если воспрепятствовать закрытию всасывающего клапана, то на его пластины в начале хода сжатия действует разность давлений в потоке газа, возвращающегося из цилиндра во всасывающий патрубок. Эта разность пропорциональна квадрату скорости поршня и изменяется от нуля у мертвых точек до максимума вблизи среднего положения поршня. Она создает силу, способную закрыть клапан на части хода. На этом основана система динамического регулирования (рис. 78). Отжимной орган *1* всасывающего клапана находится под действием пружины *2*, которая, преодолевая силу клапанных пружин *3*, создает избыточную силу, противодействующую закрытию клапана. Так как эта сила меньше максимальной силы, создаваемой давлением потока газа на пластины клапана *4*, то он закрывается на части хода. Момент закрытия определяется натяжением пружины *2*, которое регулируют вручную винтом *5* или автоматически — гидравлическим или пневматическим давлением. При таком регулировании достигают плавного снижения производительности от 100 до 30%, после чего возможно дальнейшее снижение скачком до 0%.

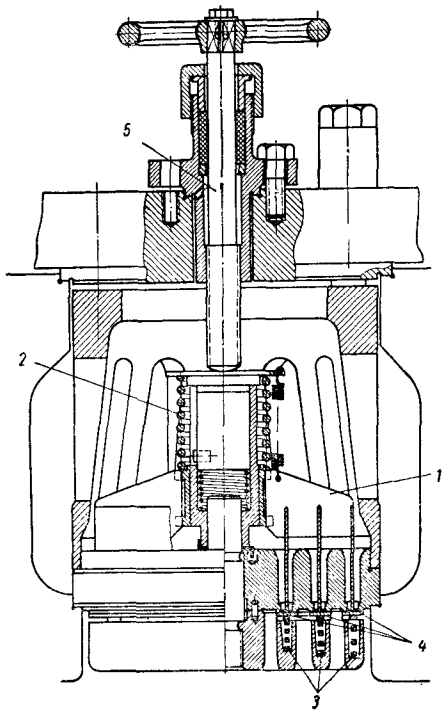
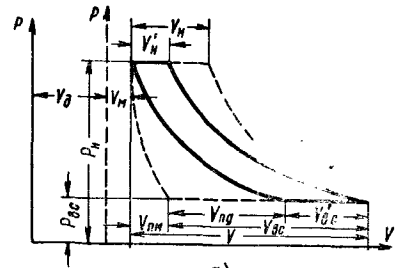


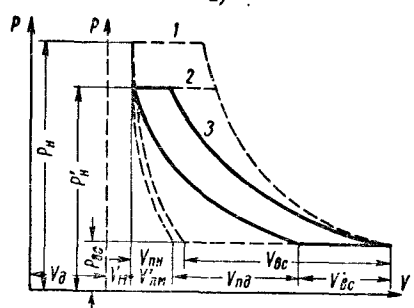
Рис. 78. Регулирующее устройство динамического действия для отжима всасывающего клапана на части хода

Регулирование перепускными клапанами применяют для избежания воздействия на всасывающий клапан, которое снижает его плотность и уменьшает срок службы пластин. Перепускные клапаны, как и всасывающие клапаны с отжимом, предназначены для сообщения рабочей полости цилиндра с полостью всасывания.

Регулирование осуществляется изменением проходного сечения перепускного клапана, расположенного в цилиндре по ходу поршня. Клапан размещают по длине цилиндра таким образом, чтобы во второй половине хода поршня его отверстие было перекрыто поршнем.

При таком способе регулирования из цилиндра выпускается газ, сжатый частично, не выше давления, определяемого положением клапана в цилиндре, поэтому потеря энергии сравнительно невелика. При полном открытии перепускного клапана индикаторная диаграмма аналогична диаграмме при отжиме всасывающих клапанов на части хода.





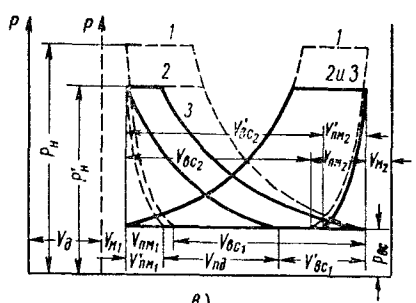


Рис. 79. Влияние на индикаторную диаграмму дополнительной полости, присоединенной к цилиндрам одинарного и двойного действия:

а — при сохранении, *б* и *в* — снижении давления нагнетания

Регулирование присоединением дополнительных полостей

Влияние дополнительных полостей на всасываемый объем.

Уравнение $V_{вс} = V_h - V_м(\varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1)$, получаемое непосредственно из формулы объемного коэффициента путем умножения ее членов на величину рабочего объема V_h, показывает, что каждая единица объема мертвого пространства вызывает потерю $(\varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1)$ единиц рабочего объема цилиндра. Чем больше мертвое пространство $V_м$, тем меньше всасываемый объем $V_{вс}$. На этом основано регулирование производительности компрессора путем присоединения к полости цилиндра дополнительных полостей.

На рис. 79, *а* совмещены две индикаторные диаграммы; выполненная пунктирными линиями соответствует полной производительности, а сплошными линиями — частичной, обусловленной присоединением к цилиндру дополнительной полости $V_д$. Всасываемый объем дополнительно уменьшается на величину потерянного объема $V_{пд}$.

Несколько сложнее обстоит дело, когда одновременно с присоединением дополнительной полости изменяется отношение давлений. Объем, теряемый под влиянием основного мертвого пространства цилиндра $V_{п.м}$, также изменяется от

$$V_{п.м} = V_м(\varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1)$$

до

$$V'_{п.м} = V_м(\varepsilon'^{\frac{1}{m}} - 1),$$

где ε' — новое отношение давлений, вследствие чего при определении объема дополнительной полости (см. рис. 79, *б*) кроме требуемого уменьшения всасываемого объема необходимо компенсировать и изменение $V_{п.м}$.

Если дополнительную полость присоединяют только к одной из полостей цилиндра двойного действия, причем отношение давлений остается прежним, индикаторная диаграмма другой полости не меняется. Если же одновременно с присоединением дополнительной полости изменяется и отношение давлений, индикаторные диаграммы *1* (рис. 79, *в*) переходят в *3* (диаграмма *2* на том же рисунке соответствует снижению отношения давлений без присоединения дополнительной полости). При этом для уменьшения всасываемого суммарно обеими полостями цилиндра объема $V_в$ до $V'_{вс}$ требуется присоединить дополнительную полость такой величины, чтобы

$$V_{п.д} = (V_{вс} - V'_{вс}) + (V_{п.м1} - V_{п.м1}) + (V_{п.м2} - V_{п.м2}).$$

Пока одна из полостей полностью не прекратит подачи, обе полости цилиндра связаны одинаковыми давлениями всасывания и нагнетания.

Объем дополнительных полостей. Объемное количество всасываемого ступенью газа, отнесенное к условиям в цилиндре, пропорционально ее объемному коэффициенту

$$\lambda_v = 1 - a(\varepsilon^{\frac{1}{m}} - 1).$$

Для уменьшения весовой производительности ступени в заданном отношении необходимо присоединить к ней дополнительную полость такого объема, чтобы новый объемный коэффициент

$$\lambda_{v\Delta} = \sigma \frac{\gamma}{\gamma'} \frac{\lambda_T}{\lambda'_T} \lambda_v, \qquad (I—194)$$

где σ — степень снижения производительности — отношение сниженной весовой производительности к полной;

γ и γ' — первоначальный и новый удельные веса всасываемого газа;

λ_T и λ'_T — тепловые коэффициенты, зависящие от отношения давлений.

При неизменных давлениях всасывания и нагнетания можно считать, что $\gamma' = \gamma$ и $\lambda'_т = \lambda_т$, тогда:

$$\lambda_{v\Delta} = \sigma \cdot \lambda_v. \qquad (I—195)$$

Регулирование производительности компрессоров сопровождается также изменением коэффициентов давления λ_p и соотношения объемов μ. Но для упрощения выводов изменения λ_p и μ учитывать не будем, тем более, что возникающая погрешность мала.

В общем случае, когда вследствие присоединения дополнительной полости изменяется отношение давлений, а показатели политроп расширения газа из основного и дополнительного мертвых пространств не одинаковы, объемный коэффициент

$$\lambda_{v\Delta} = 1 - a(\varepsilon'^{\frac{1}{m}} - 1) - a_д(\varepsilon'^{\frac{1}{m_1}} - 1) \qquad (I—196)$$

или

$$\lambda_{v\Delta} = \lambda'_v - a_д(\varepsilon'^{\frac{1}{m_1}} - 1), \qquad (I—197)$$

где $\lambda'_v = 1 - a(\varepsilon'^{\frac{1}{m}} - 1)$ — объемный коэффициент при относительном мертвом пространстве a и новом отношении давлений ε';

$a_д$ — относительный объем дополнительной полости;

m_1 — показатель политропы конечных параметров для расширения газа из дополнительной полости.

Из выражения (I — 197)

$$a_д = \frac{\lambda'_v - \lambda_{v\Delta}}{\varepsilon'^{\frac{1}{m_1}} - 1}. \qquad (I—198)$$

Подставляем значение $\lambda_{v\Delta}$ из выражения (I — 194). Предполагая температуру всасывания неизменной, заменяем отношение удельных весов отношением первоначального давления всасывания $p_{вс}$ к новому $p'_{вс}$:

$$a_д = \frac{\lambda'_v - \sigma \frac{p_{вс}}{p'_{вс}} \cdot \frac{\lambda_T}{\lambda'_T} \lambda_v}{\varepsilon'^{\frac{1}{m_1}} - 1};$$

или, умножаем обе части равенства на V_h,

$$V_д = V_h \frac{\lambda'_v - \sigma \frac{p_{вс}}{p'_{вс}} \cdot \frac{\lambda_т}{\lambda'_т} \lambda_v}{\frac{1}{\varepsilon'^{\overline{m}} - 1}}. \qquad (I—199)$$

Если давление всасывания не изменяется, то

$$V_д = V_h \frac{\lambda'_h - \sigma \frac{\lambda_т}{\lambda'_т} \lambda_v}{\frac{1}{\varepsilon'^{\overline{m_1}} - 1}}. \qquad (I—200)$$

Наконец, если и отношение давлений не изменяется, т. е. $\varepsilon' = \varepsilon$ и, следовательно, $\lambda_г = \lambda_T$, то

$$V_д = V_h \frac{(1-\sigma)\lambda_v}{\frac{1}{\varepsilon^{\overline{m_1}} - 1}}. \qquad (I—201)$$

Величина показателя политропы m_1 зависит от охлаждения дополнительной полости, но в расчетах можно полагать $m_1 = k$, где k — показатель адиабаты.

С точки зрения затраты работы в цикле компрессора охлаждение дополнительных полостей нежелательно.

При вычислении дополнительных объемов для ступеней высокого давления учитывают отклонения сжимаемости реального газа. Расчетные зависимости аналогичны выражениям (I—199) — (I—201) для идеального газа. Для общего случая, когда регулирование производительности связано с изменением давлений всасывания и нагнетания,

$$V_д = V_h \frac{\lambda'_v - \sigma \frac{\xi_{вс}}{\xi'_{вс}} \cdot \frac{p_{вс}}{p'_{вс}} \cdot \frac{\lambda_т}{\lambda'_т} \lambda_v}{\frac{\xi'_{вс}}{\xi'_н} \varepsilon'^{\frac{1}{k_т}} - 1} \qquad (I—202)$$

и для частного случая, когда при регулировании давления сохраняются теми же, что при полной производительности

$$V_д = V_h \frac{(1-\sigma)\cdot\lambda_v}{\frac{\xi_{вс}}{\xi_н} \cdot \varepsilon^{\overline{k_т}} - 1}, \qquad (I—203)$$

где $\xi_{вс}$, $\xi_н$, $\xi'_{вс}$ и $\xi'_н$ — коэффициенты сжимаемости газа, соответственно при давлениях и температурах всасывания и нагнетания в условиях полной производительности и регулирования;

$k_т$ — температурный показатель адиабаты.

Дополнительный объем может быть целиком присоединен только к одной из полостей цилиндра двойного действия в том случае, если он не превосходит предельного значения, при котором эта полость прекращает подачу.

Производительность многоступенчатого компрессора определяется I ступенью. Поэтому для уменьшения производительности присоединяют дополнительную полость лишь к I ступени. Присоединение ее к промежуточной либо последней ступени вызывает только перераспределение сжатия.

Присоединением дополнительной полости только к I ступени нельзя регулировать производительность в широких пределах. В последней ступени значительно возрастает отношение давлений, вследствие чего могут возникнуть недопустимо высокие температуры. Если такое регулирование необходимо, дополнительной полостью снабжают, кроме I ступени, также последнюю. Тогда объем этой полости выбирают с расчетом, чтобы повышение отношения давлений в последней и предпоследней ступенях были равны. После присоединения дополнительной полости к I ступени отношение давлений в ней снизится до части σ от прежнего, а на каждой из последних двух ступеней, компенсируя это понижение, возрастет против нормального в $\frac{1}{\sqrt{\sigma}}$ раз.

Перераспределение давлений при такой схеме регулирования изображено на индикаторных диаграммах теоретического четырехступенчатого компрессора (рис. 80, *а*). Пунктирные линии — при полной производительности и сплошные — после присоединения дополнительных полостей к I и IV ступеням. Точечным пунктиром показано изменение индикаторных диаграм III и IV ступеней в случае, когда дополнительный объем к IV ступени не присоединяется.

Производительность часто регулируют в столь широких пределах, что при описанной схеме на последних двух ступенях получилось бы недопустимое повышение температур. Кроме того, перераспределение давлений в ступенях обычно снижает уравненность поршневых сил компрессора. При этом увеличивается неравномерность его хода. Расширить пределы регулирования возможно присоединением дополнительных полостей ко всем ступеням компрессора. Индикаторные диаграммы, соответствующие такой схеме регулирования, показаны на рис. 80, *б*. Дополнительные объемы должны обеспечить одинаковое уменьшение всасываемых объемов всех ступеней, вследствие чего промежуточные давления не изменяются. Эта схема регулирования допускает снижение производительности компрессора до нуля.

Рассмотрим теперь действительный компрессор, к I ступени которого присоединена дополнительная полость. Как уже было выяс-

нено, одновременно с уменьшением производительности компрессора снижается отношение давлений в I ступени и возрастает в последней. В результате этого в последней ступени уменьшается объемный коэффициент и всасываемый объем. В предпоследней ступени несколько возрастет давление нагнетания, также повысится отношение давлений и уменьшится всасываемый ею объем и т. д. Таким

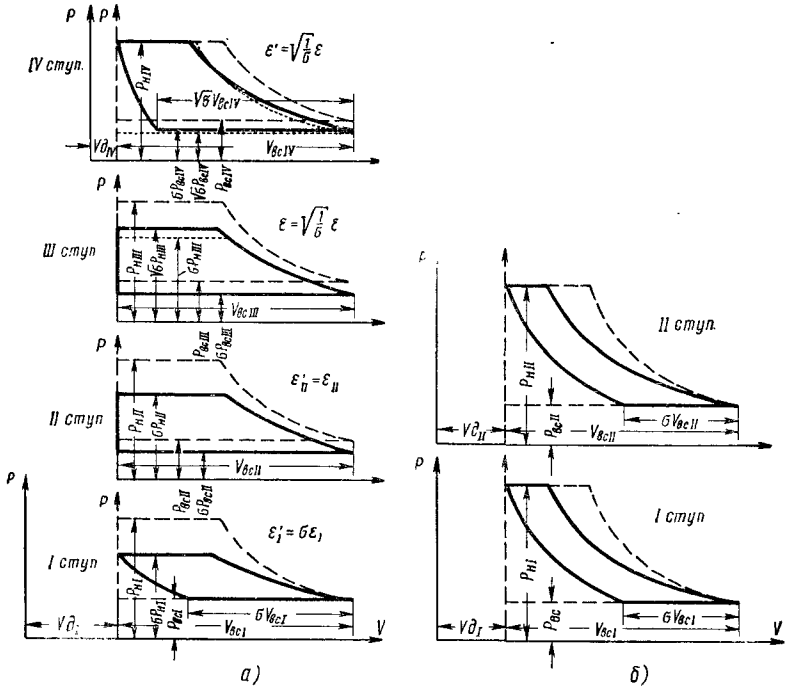


Рис. 80. Изменение теоретических диаграмм многоступенчатых компрессоров, вызванное присоединением дополнительных полостей:
а — к I и IV ступеням; *б* — ко всем ступеням

образом, вследствие влияния постоянных мертвых пространств в цилиндрах во всех ступенях компрессора, кроме последней, произойдет увеличение отношения давлений, быстро снижающееся от исходной предпоследней к I ступени. Уточненные отношения и величины многоступенчатых давлений находят графически или аналитически методом последовательных приближений [1].

Регулирование производительности присоединением дополнительных полостей является экономичным. Даже в случае устройства дополнительной полости только у I ступени перераспределение

сжатия не вызывает значительного повышения удельного расхода энергии. При снижении производительности со 100 до 70% оно не превышает 2% полной индикаторной мощности. Большие потери могут возникнуть в присоединяющих дополнительные полости каналах, если допустить в них высокие скорости газа.

Среднюю скорость газа $c_{кср}$ в клапане, присоединяющем дополнительную полость, не следует допускать для ступеней низкого давления выше 50 *м/сек* и высокого 20—35 *м/сек*.

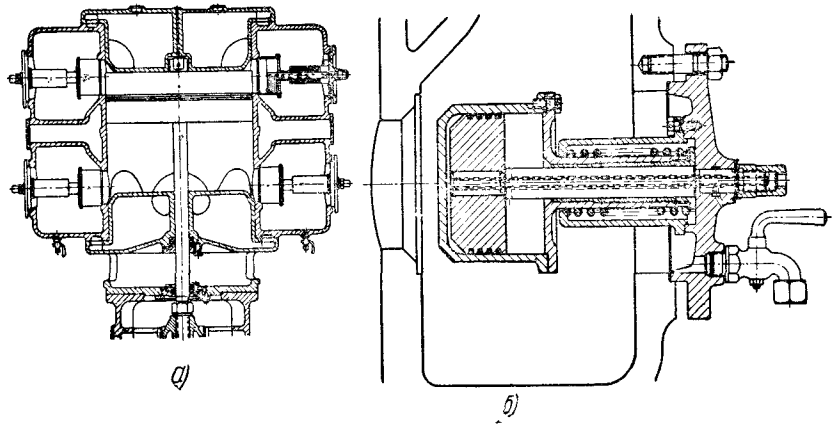


Рис. 81. Цилиндр с четырьмя дополнительными полостями:
а — расположение полостей; *б* — присоединяющий клапан

Площадь проходного сечения клапана определяют по формуле [1]:

$$f_к = \frac{\pi n V_д}{30\alpha_1 c_{к\,ср}} \ln \frac{V_д + V_м + V_h(1-\lambda_{v\Delta})}{V_д + V_м}, \qquad (I—204)$$

где $\lambda_{v\Delta}$ — объемный коэффициент, который в случае идеального газа определяется выражением (I — 196);

n — число оборотов компрессора, об/мин.

Величину угла α_1 в конце расширения газа находят из условия

$$\cos\alpha_1 = 2\lambda_{v\Delta} - 1. \qquad (I—205)$$

Дополнительные полости выполняют постоянного или переменного объема и располагают либо непосредственно в цилиндре, либо в отдельных баллонах, соединенных с рабочей полостью цилиндра. Последовательное присоединение к цилиндру отдельных полостей

постоянного объема дает ступенчатое регулирование производительности.

Для плавного регулирования применяют полости переменного объема, выполняя их в виде вариаторов — аппаратов, состоящих из цилиндра с поршнем, перестановкой которого можно изменять объем присоединяемой полости.

В системах автоматического регулирования производительности двухступенчатых компрессоров низкого давления часто выбирают четыре ступени регулирования со снижением от 100 до 75, 50, 25 и 0%. Для этого к каждому из цилиндров I и II ступеней компрессора последовательно присоединяют четыре дополнительные полости, равные по объему и выбранные с учетом снижения производительности на 25%.

Цилиндр с четырьмя дополнительными полостями показан на рис. 81, *а*, а конструкция клапана для их присоединения — на рис. 81, *б*. Клапан устроен в виде подвижного цилиндра с неподвижным поршнем. Он закрывается давлением газа, подводимого по центральному каналу, а открывается пружиной. Задняя полость подвижного цилиндра сообщена с атмосферой.

Регулирование производительности присоединением дополнительных полостей на части хода. Сущность этого способа регулирования заключается в том, что клапан, присоединяющий дополнительную полость, под действием возникающего в ней давления автоматически закрывается. Изменением момента отсоединения дополнительной полости осуществляют плавное регулирование производительности от 100% до предела, определяемого объемом дополнительной полости.

Регулирование уменьшением хода поршня

Регулирование уменьшением хода поршня применяют в свободнопоршневых дизель-компрессорах, у которых отсутствует кривошипно-шатунный механизм (рис. 47). Снижение производительности при сокращенном ходе поршня происходит вследствие уменьшения описываемого объема, а также увеличения мертвого пространства. Поэтому при сравнительно небольшом уменьшении хода поршня достигается значительное снижение производительности.

Комбинированное регулирование

Комбинированное регулирование сочетает положительные особенности, свойственные различным способам воздействия на производительность.

Плавное и ступенчатое регулирование в случае комбинированного применения обычно дополняют друг друга. Различные виды ступенчатого регулирования сочетают с перепуском через байпас. При этом достигается плавность регулирования между ступенями.

Часто выполняют ступенчатое регулирование присоединением дополнительных полостей и отжимом всасывающих клапанов. При этом сокращается число дополнительных полостей и, следовательно, уменьшаются габариты цилиндра и упрощается его конструкция. Кроме того, с помощью отжимного устройства производят разгрузку компрессора при пуске, не прибегая к добавочным устройствам.

Сопоставление способов регулирования

Регулирование производительности воздействием на привод имеет преимущество перед остальными способами регулирования: при снижении производительности уменьшаются потери на механическое трение.

В случае электрического двигателя с постоянным числом оборотов регулирование всегда связано с повышением доли потерь на механическое трение, а также электрических потерь. При полном прекращении подачи (холостой ход) величина мощности на валу компрессора обычно составляет 25—30% номинальной. Лишь в совершенных системах регулирования мощность холостого хода снижается до 15%, но, как видно из графика (рис. 82), с уменьшением нагрузки понижается и к. п. д. электродвигателя; при нагрузке холостого хода, составляющей 15% номинальной, $\eta_{эл} = 0{,}5$. Следовательно, мощность электродвигателя во время холостого хода составляет не менее 30% номинальной. К тому же снижается коэффициент мощности, достигающий при такой нагрузке величины $\cos\varphi = 0{,}38$. Отсюда ясно, что прерывистое регулирование остановками более экономично. Но в случаях, когда производительность компрессора близка к номинальной и, следовательно, периоды работы длительны, а остановки кратковременны, экономичнее регулирование переводом на холостой ход.

Из рассмотренных способов регулирования производительности дросселирование при всасывании и дроссельный перепуск с нагнетания на всасывание относятся к неэкономичным. В многоступенчатых компрессорах при регулировании дроссельным перепуском после I ступени, как и дросселировании при всасывании, потери мощности в несколько раз ниже, чем при одноступенчатом сжатии, но диапазон регулирования ограничен.

Регулирование отключением всасывания наиболее экономично по сравнению с другими способами регулирования переводом на холостой ход, при котором не возникают гидравлические потери в цилиндре и трубопроводах, а индикаторная мощность почти равна нулю. Но вакуум в цилиндре часто является его недостатком.

Регулирование дополнительными полостями применимо как для ступенчатого, так и плавного изменения производительности. Оно сопровождается меньшими гидравлическими потерями, чем регулирование отжимом всасывающих клапанов, а поэтому более экономично.

Основное преимущество регулирования отжимом всасывающих клапанов в компактности устройства, но повторные воздействия на клапаны снижают надежность их работы.

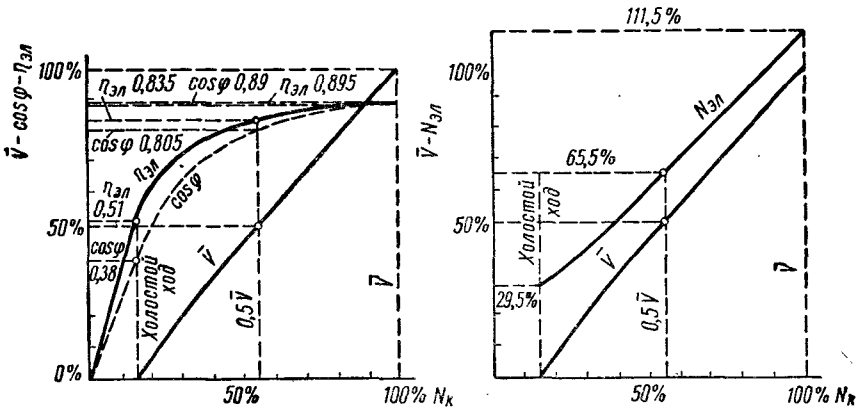


Рис. 82. Энергетические характеристики регулирования при постоянном числе оборотов электродвигателя (зависимость между производительностью $\bar{V}$, мощностью на валу компрессора $N_к$, к. п. д. электродвигателя $\eta_{эл}$ и коэффициентом мощности $\cos\varphi$)

Регулирование дополнительными полостями служит отличным средством осуществления холостого хода, но не устраняет сжатия в цилиндре, поэтому не может служить средством разгрузки компрессора при пуске. Для пуска компрессора приходится применять дополнительно свободный перепуск с нагнетания на всасывание (байпасом) или отжим всасывающих клапанов. Следует также учитывать, что устройство дополнительных полостей целесообразно только при отношениях давлений не ниже 1,8—2. При более низких отношениях давлений требуются дополнительные полости очень большого объема.

Автоматическое регулирование производительности

Устройства для автоматического регулирования производительности зависят от принятого способа регулирования.

При ступенчатом автоматическом регулировании присоединением дополнительных полостей последовательное присоединение

к рабочей полости цилиндра или отключение от нее зависит от давления газа в ресивере. На рис. 83 показана схема регулирования двухступенчатого компрессора, применяемого для пневматики. Снижение производительности ступенчатое от 100% до нуля.

Сжатый воздух конечного давления подводится от ресивера *1* к автоматическому регулятору *2*. При полной производительности сжатый воздух свободно проходит через регулятор и трубки *3* к клапанам *4*, присоединяющим дополнительные полости, и, действуя на поршни клапанов, держит их закрытыми. Когда конечное давление становится выше установленного, регулятор переключает первый из четырех отводов *3* с давления на атмосферу. Этим снимается давление с поршней первой пары клапанов. Давление воздуха в цилиндре компрессора открывает клапаны и первые дополнительные полости — по одной у I и II ступеней — присоединяются к полостям цилиндров, вследствие чего производительность снижается до 75%. При дальнейшем росте конечного давления подключается вторая пара дополнительных полостей — производительность снижается до 50%. Затем третья и, наконец, четвертая пара, что вызывает уменьшение производительности до 25% и до 0.

Чтобы при снижении производительности сохранилась равномерность вращения компрессора, дополнительные полости присоединяют последовательно к передней и задней полостям каждого цилиндра.

В газовых компрессорах для автоматического регулирования производительности часто применяют гидравлические системы. Регулятор производительности воспринимает импульс от масла, находящегося под давлением газа, нагнетаемого компрессором, и в свою очередь воздействует через масло на исполнительные органы, регулирующие производительность. Системы гидравлического регулирования отличаются надежностью в работе, но конструктивно сложнее пневматических.

Для плавного регулирования применяют автоматические устройства непрямого действия. Типичная схема такого устройства приведена на рис. 84. Трубкой *6* цилиндр регулятора *7* сообщен со сборником сжатого газа на нагнетательной линии компрессора. Масляный насос *8* поддерживает давление в трубопроводе *9* и цилиндре сервомотора *10*. Когда давление нагнетаемого газа становится выше нормального, золотник регулятора *7*, нагруженный пружиной, частично прикрывает вход маслу, поступающему из трубопровода *9*, где в свою очередь повышается давление. Вследствие этого в цилиндре *10* поднимается поршень *11*, движение которого передается исполнительному органу *5*, в данном случае подвижным щеткам электромагнитного устройства, посредством которого отжимаются всасывающие клапаны на части хода. Произ-

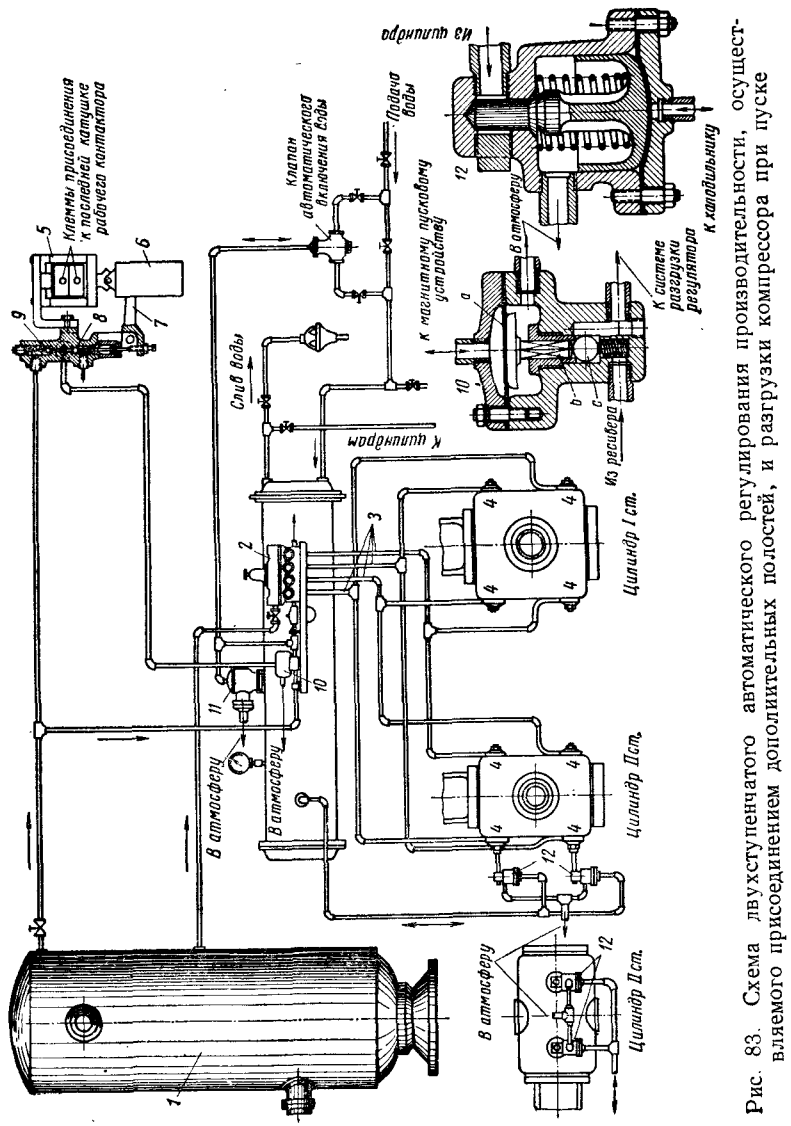


Рис. 83. Схема двухступенчатого автоматического регулирования производительности, осуществляемого присоединением дополнительных полостей, и разгрузки компрессора при пуске

водительность, таким образом, устанавливается соответственно давлению нагнетания. На время пуска компрессора регулятор посредством маховичка *12* устанавливают вручную на нулевую производительность.

Системой автоматического регулирования управляет регулятор производительности. Устройство его соответствует характеру регу-

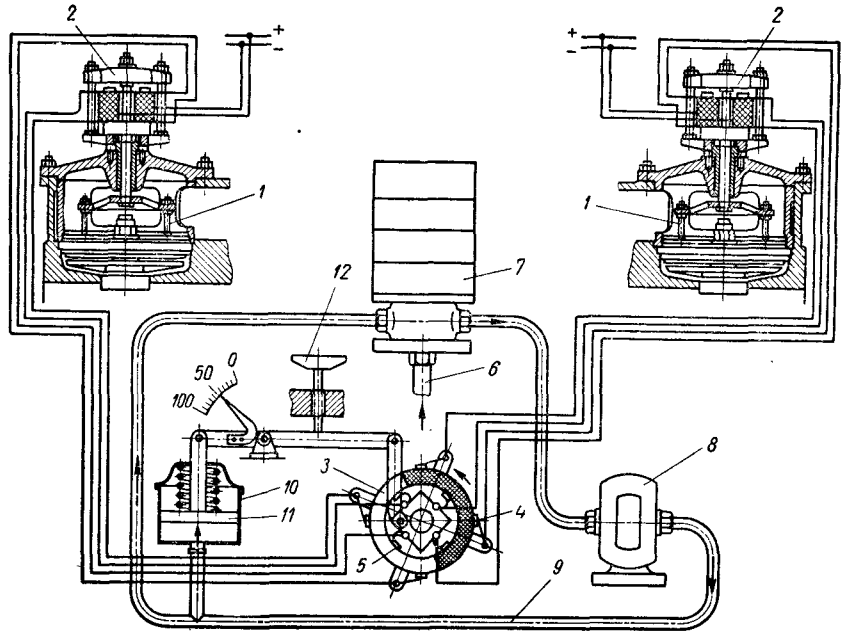


Рис. 84. Схема электромагнитного регулирующего устройства для отжима клапанов на части хода

лирования, но, как правило, не зависит ни от его способа, ни от устройства регулирующих органов. В частности, двухпозиционные регуляторы служат для отключения всасывания, отжима клапанов и для других видов прерывистого регулирования.

Ступенчатым регулированием управляют многопозиционные регуляторы или группы двухпозиционных. Для плавного регулирования обычно применяют автоматические регуляторы непрямого действия.

В зависимости от способа передачи импульса от воспринимающего элемента регулятора к регулирующему органу различают пневматические, гидравлические и электрические регуляторы.

В пневматических системах на пути газа к регулятору предусматривают фильтр.

Двухпозиционные регуляторы. Такие регуляторы применяют в системах прерывистого регулирования. Действие их основано на прекращении или возобновлении подачи. Для ограничения включений компрессора в работу, уменьшения потребной емкости ресивера и повышения четкости действия системы регулирования в характеристике регулятора должна быть указана зона нечувствительности. Нечувствительность регулятора выражается в том, что подача возобновляется при давлении p_{min}, более низком, чем p_{max}, при котором подача прекращается. Ширина зоны нечувствительности Δp измеряется допускаемой разностью давлений в ресивере:

$$\Delta p = p_{max} - p_{min}.$$

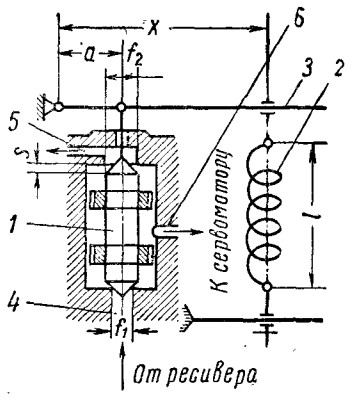


Рис. 85. Схема регулятора с перекладным клапаном

Обладая достаточной зоной нечувствительности, регулятор не отвечает на малые колебания конечного давления и, во всяком случае, не реагирует на колебания давления, вызываемые пульсирующим характером потока нагнетаемого газа.

Двухпозиционные регуляторы выпускают пневматические и электрические.

Схема двухпозиционного пневматического регулятора с перекладным клапаном показана на рис. 85. Трение в нем значительно слабее, чем в регуляторах с золотником. Перекладной клапан *1*, прижатый к нижнему седлу пружиной *2*, действующей через рычаг *3*, воспринимает давление газа, подводимого из ресивера через штуцер *4*. Когда давление достигает p_{max} клапан *1* приоткрывается. Давление воздуха, прорвавшегося сквозь щель под уплотняющей кромкой, распространяется на поверхность нижнего бурта клапана и создает усилие, ускоряющее его перемещение. В крайнем положении клапан своей верхней уплотняющей кромкой закрывает выход сжатому воздуху в атмосферу через канал *5*. Клапанная полость регулятора оказывается под давлением. Газ через прорези в нижнем бурте клапана и радиальное сверление *6* в корпусе регулятора проходит к сервомоторам и воздействует на регулирующие органы.

Выходной канал *5* в атмосферу имеет небольшое сечение, регулируемое винтом. Поэтому подъемная разность давлений, воспринимаемая нижним буртом клапана, действует кратковременно, пока существует поток газа, поступающего к сервомоторам исполнительных органов системы регулирования. Однако, если клапан за это время не успеет достигнуть верхнего положения, то силой пружины и повышающегося над ним давления возвращается к нижнему седлу и начинает вблизи него вибрировать.

Для обеспечения посадки на верхнее седло подъем перекладного клапана ограничивают пределами 0,5—1 *мм*, а прорези в его нижнем бурте выполняют малого сечения. Достигнув верхнего седла, клапан задерживается вопреки росту силы пружины, так как диаметр уплотняющей его кромки у верхнего седла больше, чем у нижнего.

При снижении давления в ресивере до p_{min} клапан отрывается от верхнего седла и под действием силы пружины и давления, распространившегося на всю поверхность, садится на нижнее седло. Тогда газ из сервомоторов через полость регулятора выходит в атмосферу.

Регулятор на конечное давление настраивают натяжением пружины. Степень нечувствительности регулируют перестановкой пружины вдоль горизонтального рычага с одновременным ее натяжением.

Принимая обозначения по конструктивной схеме (рис. 85), находим давление, при котором регулятор прерывает подачу,

$$p_{max} = p_{ср} + \frac{\Delta p}{2} = \frac{x}{a}\frac{Z}{f_1}\Delta l \quad кГ/см^2 \qquad (I—206)$$

и давление, при котором подача возобновляется:

$$p_{min} = p_{ср} - \frac{\Delta p}{2} = \frac{x}{a}\frac{Z}{f_2}\left(\Delta l + s\frac{x}{a}\right) \quad кГ/см^2, \qquad (I—207)$$

где Z — жесткость пружины, *кГ/см*;
Δl — предварительное натяжение пружины, *см*;
a и x — длины плеч, *см*;
f_1 и f_2 — площади клапана, *см*^{2};
s — подъем клапана, *см*.

Для заданной величины зоны нечувствительности $p_{max} - p_{min}$ положение пружины на рычаге

$$x = a\sqrt{\frac{f_2 p_{min} - f_1 p_{max}}{Zs}} \quad см. \qquad (I—208)$$

В системах прерывистого регулирования используют также электрические двухпозиционные регуляторы типа контактного манометра.

Многопозиционные регуляторы. Для двухступенчатого регулирования следует применять трехпозиционный регулятор, хотя часто устанавливают два двухпозиционных, настроенных на разные конечные давления. Регулятор, настроенный на более низкое давление, управляет I ступенью, а другой — II ступенью.

Для четырехступенчатого регулирования служат пятипозиционные регуляторы, координированно управляющие всеми ступенями.

Пятипозиционный регулятор (рис. 86) предназначен для регулирования производительности дополнительными полостями (см. схему рис. 83). Сжатый газ из ресивера через сверление *1* поступает в полость *2* и оказывает давление на диафрагму *3*. С обратной ее стороны действует пружина *4*. При избытке производительности, когда возрастающее давление превышает установленную величину, игла *5* поднимается, открывая выход сжатому газу в полость *6*. Далее газ через калиброванное сопло *7* выходит в атмосферу, и давление в полости *6*, в зависимости от положения иглы *5*, устанавливается в пределах от атмосферного до близкого к давлению нагнетания. Под нижней диафрагмой *8* расположены поршни *9*, *10*, *11* и *12* различного диаметра, на которые, соответственно их площади, действуют различные усилия.

Сжатый газ подводится к сверлению *1*, а также из ресивера к регулятору по другой линии, по которой он через водоотделитель *13* и сверление *14* поступает в четыре двухпозиционных клапана *15*. Под влиянием действующего снизу давления каждый из клапанов *15* остается поднятым в верхнее положение, верхняя кромка закрывает выход сжатому газу в полость *16*, сообщенную с атмосферой. Через щель под нижним уплотняющим конусом клапана *15*, затем через каналы *17* с фильтрами *18* сжатый газ проходит в сервомоторы своей ступени регулирования, препятствуя включению ее регулирующих органов. В этом положении отключены все дополнительные полости. Компрессор работает на полную производительность.

При избытке производительности, когда в полости *6* давление возрастает, усилия на очередной поршень *9*, затем *10*, *11* или *12* достаточно, чтобы преодолеть действующее под двухпозиционным клапаном *15* давление. Тогда очередной клапан *15* отжимается в нижнее положение и связанная с ним система сервомоторов переключается с давления в ресивере на атмосферное. Сжатый газ, заключенный в сервомоторах, выходит в атмосферу через щель над верхним уплотняющим конусом двухпозиционного клапана *15* и полость *16*. Путем последовательного включения очередных ступеней регулирования достигается снижение производительности от 100 до 75, 50, 25% и, наконец, до 0.

В конструкции регулятора перед каждым из клапанов *15* предусмотрены шаровой клапан *19*, отжимающая стержневая пробка *20*

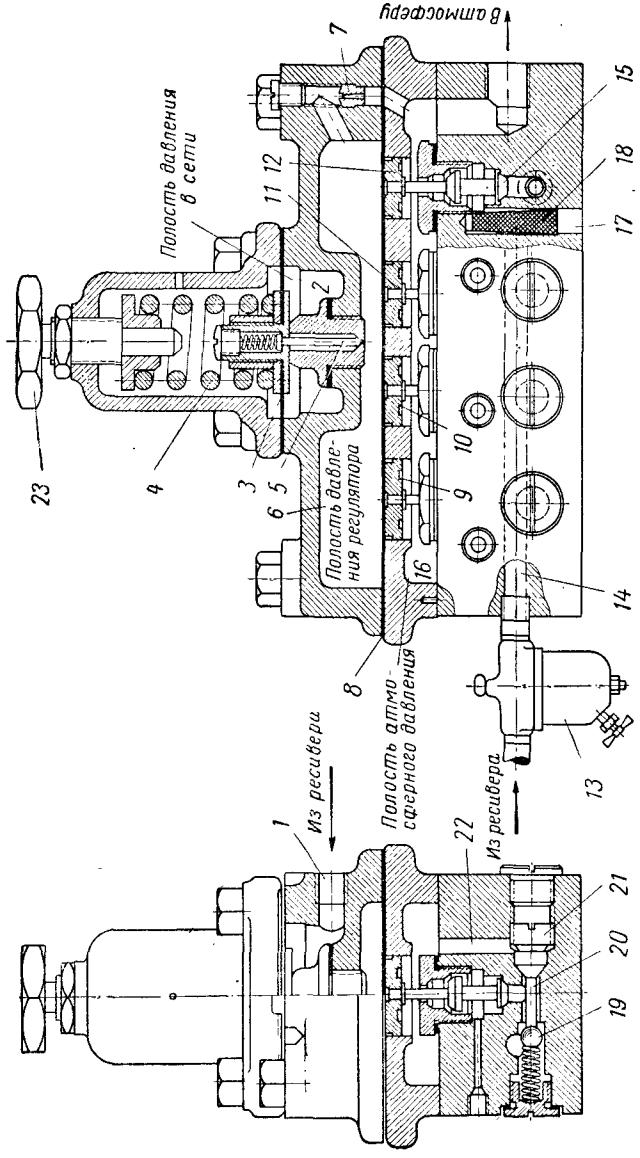


Рис. 86. Пятипозиционный регулятор

и винт *21*. Для ограничения производительности его вывинчивают, чтобы клапан *19* сел на свое седло и прекратил доступ сжатого газа к клапану *15*. Одновременно с этим нижняя полость под клапаном *15* сообщается через канал *22* и полость *16* с атмосферой и тогда сервомоторы, освобожденные от давления, вводят в действие регулирующие органы одной ступени. Таким образом включают отдельные ступени регулирования, т. е. снижают производительность вне зависимости от давления в ресивере.

Диапазон давлений для включения следующей ступени регулирования зависит от последовательного уменьшения диаметров поршней *9*, *10*, *11* и *12*. Настройку регулятора на номинальное давление, определяющее начало его действия, производят винтом *23*, изменяющим натяжение пружины *4*.

Автоматическая разгрузка при пуске

Устройством для автоматической разгрузки компрессора при пуске управляет электромагнитный выключатель, цепь которого размыкается при остановке электродвигателя и замыкается в конце пуска, или центробежный.

Система разгрузки выключается при достижении нормальных оборотов. Перестановка разгружающих органов производится действием сжатого газа: в одних системах — подводом к сервомоторам давления, а в других — переключением сервомоторов с давления на атмосферу. Разгрузка по второму способу показана в схеме регулирования двухступенчатого компрессора (рис. 83). При остановке двигателя размыкается цепь электромагнитного выключателя *5* и груз *6* опускается, поворачивая рычаг *7*, на котором он закреплен. Оба шарика *8* и *9* первичного переключателя достигают верхнего положения и полость над диафрагмой *а* вторичного переключателя *10* оказывается под давлением. Действуя через стержень *b*, давление опускает шарик *с* на нижнее седло, переключая при этом систему регулирования и разгрузки с давления в ресивере на атмосферное.

Для разгрузки служит перепускной клапан *11*, установленный на холодильнике между I и II ступенями, и два разгрузочных клапана *12* цилиндра II ступени, устройство которых показано на рис. 83 (внизу). При снижении давления в системе разгрузки клапан *11* открывается, обеспечивая свободный перепуск после I ступени. Клапаны *12* открываются и начальное давление во II ступени падает до атмосферного. Вследствие переключения системы регулирования на атмосферное давление все дополнительные полости присоединяются. Сжатие в цилиндре II ступени начинается от атмосферного давления и достигает некоторого промежуточного, которое ниже

нормального давления нагнетания II ступени. Компрессор включается в нормальную работу давлением газа из ресивера, на которое переключаются системы регулирования и разгрузки после возбуждения соленоида электромагнитного выключателя *5*. В случае пуска при отсутствии давления в ресивере включение в работу задерживается. Частичное повышение давления в ресивере, которое способна создать II ступень, работая с включенными дополнительными полостями, происходит медленно; при ресивере большей емкости возникает напрасный и длительный холостой ход.

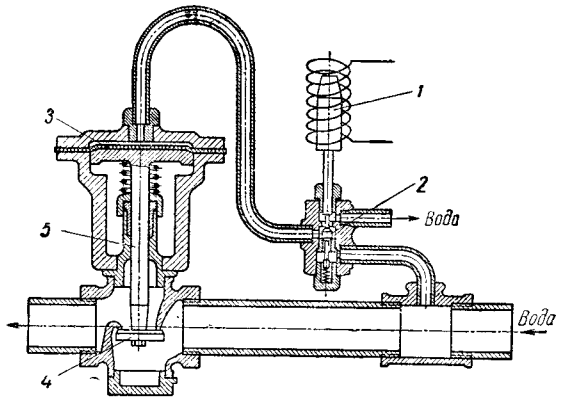


Рис. 87. Устройство для автоматического выключения охлаждающей воды с электрическим управлением

Сложность включения в работу при отсутствии давления в ресивере свойственна всем системам разгрузки, осуществляемой сбросом давления. Системы разгрузки, основанные на противоположном действии — подводе давления к сервомеханизмам, не имеют этого недостатка. Такие системы, однако, рекомендуются только для одноступенчатых и двухступенчатых компрессоров. При большем числе ступеней и отсутствии давления в нагнетательной сети не обеспечен разгруженный пуск, так как в ступенях высокого давления сечения каналов малы для прохода несжатого газа. Поэтому для автоматической разгрузки многоступенчатых компрессоров целесообразно применять гидравлические системы, в которых легко создать давление, необходимое для включения компрессора в работу.

В компрессорах с прерывистым регулированием производительности во время перерывов в подаче газа часто применяют автоматическое выключение охлаждающей воды. Эти устройства имеют электрическое или пневматическое управление. Первое применяют в слу-

чаях регулирования остановками, второе — при регулировании переводом на холостой ход. В устройстве с электрическим управлением (рис. 87) при пуске электродвигателя замыкается цепь соленоида *1* и связанный с его сердечником перекладной клапан *2* поднимается до посадки на верхнее седло. Этим полость над диафрагмой *3* сообщается с давлением в водонапорной магистрали, действием которого открывается клапан *4*. При остановке электродвигателя цепь соленоида размыкается, перекладной клапан *2* опускается на нижнее седло и сообщает полость над диафрагмой *3* со сливом; пружина *5* закрывает клапан.

Более подробные сведения по конструкциям и экономичности систем регулирования производительности изложены в литературе [1] и [1—16].

Глава II

РОТАЦИОННЫЕ КОМПРЕССОРНЫЕ МАШИНЫ

КЛАССИФИКАЦИЯ, ПРЕИМУЩЕСТВА И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ

Компрессоры с вращательным движением поршня называются ротационными. Этот класс машин весьма обширен и включает разнообразные по конструкции и назначению компрессоры с одним, двумя или тремя роторами.

Ротационные компрессоры имеют следующие преимущества по сравнению с поршневыми: большую производительность при малых габаритах, хорошую уравновешенность при сравнительно больших оборотах, отсутствие клапанов (или имеют их на нагнетании), несложное регулирование и более простую конструкцию, вследствие отсутствия возвратно-поступательного движения. Поэтому их обычно применяют в областях, где поршневые и другие компрессоры не могут обеспечить высокой подачи при малых габаритах.

К недостаткам этих машин следует отнести: большие потери на трение, трудность уплотнения при повышенных давлениях, большой износ движущихся частей и высокую точность обработки и сборки.

Эти недостатки вызывают следующие ограничения: относительные скорости трущихся поверхностей не должны превышать 15—20 *м/сек*, степень повышения давления в одном цилиндре не более 3—4.

Несмотря на эти ограничения области применения ротационных компрессоров разнообразны, их используют:

в химической, газовой, холодильной и других отраслях промышленности,

в вакуумной технике и системах пневматического торможения;

в двигателях внутреннего сгорания в качестве агрегатов наддува.

В зависимости от степени повышения давления различают три группы машин:

с высоким отношением давлений (до 12 *ата*) и охлаждением цилиндров, называемые компрессорами;

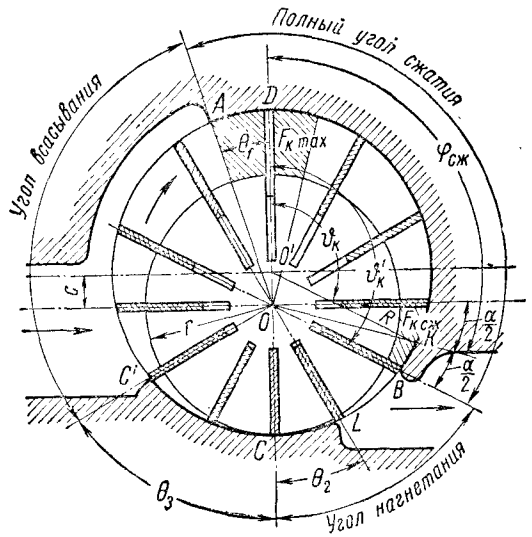


Рис. 88. Схема ротационного компрессора с радиальным расположением пластин:

A — конец всасывания; *B* — конец сжатия; *C* — начало всасывания и конец выталкивания; $F_{к\,max}$ — максимальный объем камеры; $F_{к.сж}$ — объем камеры в конце сжатия

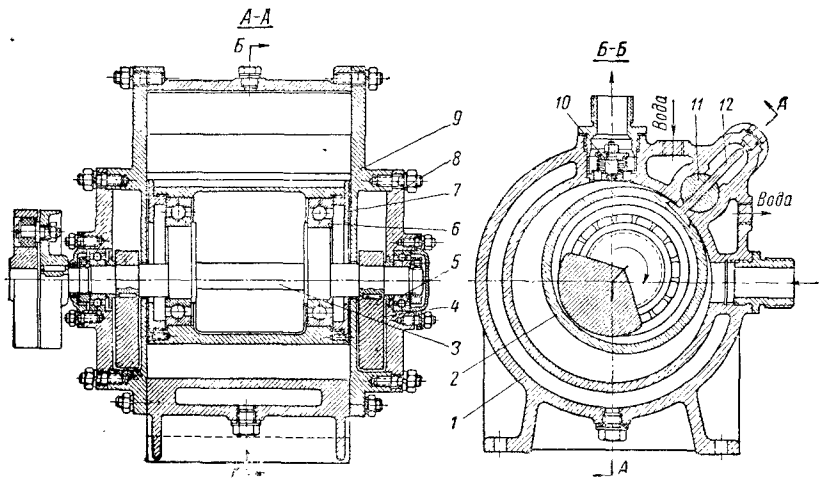


Рис. 89. Компрессор с качающимся ротором:

1 — корпус, *2* — рогор, *3* — вал с эксцентриками, *4* — противовес, *5* и *6* — шарикоподшипники, *7* — крышка ротора, *8* и *9* — крышки, *10* — нагнетательный клапан, *11* — направляющие шибера, *12* — шибер

с конечным давлением до 2,5 *ата* — воздуходувки, газодувки или нагнетатели — обычно без водяного охлаждения цилиндров;

ротационные вакуум-насосы, конструктивно мало отличающиеся от нагнетателей, предназначены для создания разрежения, т. е. давления ниже атмосферного.

Наиболее распространены следующие типы ротационных компрессоров:

пластинчатые — одновальные (рис. 88);

с качающимся ротором — одновальные (рис. 89);

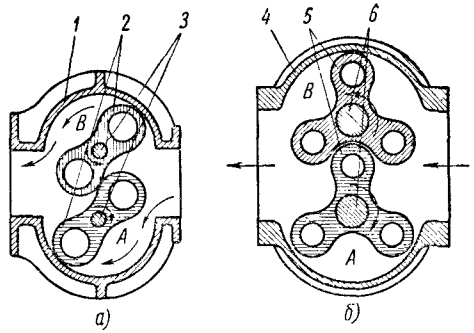


Рис. 90. Двухроторный нагнетатель:

1 — цилиндр двухлопастного нагнетателя, *2* — роторы, *3* — валы роторов, *4* — цилиндр трехлопастного нагнетателя, *5* — роторы I и II, *6* — валы роторов

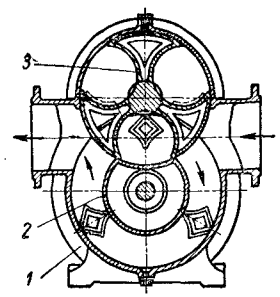


Рис. 91. Схема нагнетателя с звездообразными роторами (типа Егер):

1 — корпус, *2* — ротор ведущий, *3* — ротор ведомый

двухлопастные или трехлопастные (рис. 90) двухвальные (типа Рутс); с звездообразными (рис. 91) роторами (типа Егер);

винтовые (рис. 92) двухвальные или трехвальные (типа Лисхольм).

Ротационные компрессоры классифицируют по характеру процесса сжатия газа в цилиндре и по кинематической схеме.

По характеру процесса сжатия газа ротационные компрессоры можно разделить на три группы.

К первой группе относятся машины, в которых сжатие газа происходит в результате непрерывного изменения геометрического объема полостей сжатия, т. е. аналогично поршневому компрессору.

Во второй группе машин сжатие происходит за счет обратного течения газа из нагнетательного трубопровода в камеру сжатия компрессора в момент ее соединения с нагнетательным трубопроводом. В машинах этой группы при вращении роторов происходит только перенос порций газа при постоянных объемах и давлениях из всасывающей магистрали в нагнетательную.

В третьей группе ротационных компрессоров используются одновременно оба принципа, т. е. частичное сжатие за счет изменения

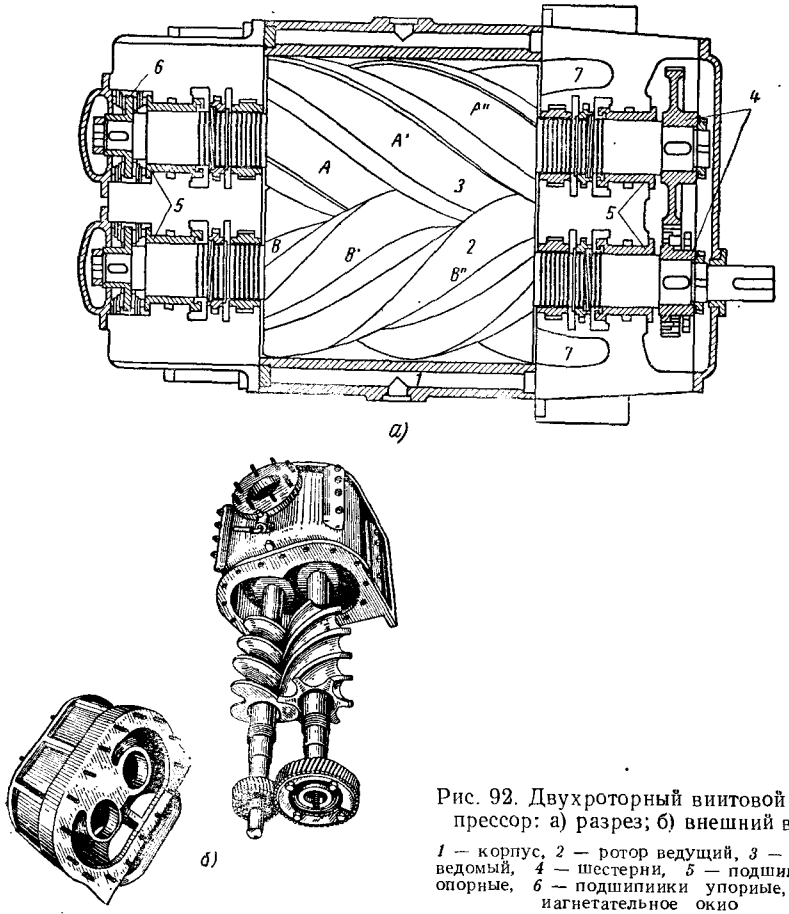


Рис. 92. Двухроторный винтовой компрессор: а) разрез; б) внешний вид:

1 — корпус, *2* — ротор ведущий, *3* — ротор ведомый, *4* — шестерни, *5* — подшипники опорные, *6* — подшипники упорные, *7* — нагнетательное окно

геометрического объема камеры сжатия и сжатие до заданного давления обратным потоком газа из нагнетательного пространства.

По кинематической схеме ротационные компрессоры подразделяются на одноротор ные и многороторные. К одноротор ным относятся пластинчатые и с качающимся ротором. К многороторным — двух- и трехроторные, т. е. двухлопастные и трехлопастные (двухвальные типа Рутс и Егер) и двухвальные винтовые (типа Лисхольм).

Схема одновального пластинчатого ротационного компрессора показана на рис. 88. В цилиндрическом корпусе эксцентрично расположен ротор с пластинами, свободно вставленными в пазы.

При вращении ротора пластины под действием центробежной силы выдвигаются из пазов и скользят по внутренней поверхности цилиндра. При этом они образуют ряд вращающихся камер, объем которых зависит от угла поворота вала. Камеры изменяют свой объем в течение полуоборота вала от максимального значения до минимального.

При вращении ротора в направлении, указанном на рис. 88 стрелкой, газ из всасывающего трубопровода поступает в цилиндр компрессора и заполняет эти камеры до максимального объема. Затем камеры отсекаются пластинами от всасывающего канала (точка *A*), объем их уменьшается и происходит сжатие газа до тех пор, пока передняя пластина камеры не достигнет кромки выхлопного канала (точка *B*). В момент перехода пластиной этой кромки начинается выталкивание газа из камеры в нагнетательный канал, которое заканчивается, когда пластина достигнет кромки *L* выхлопного окна. Далее, при движении пластины от *L* до *C* газ, оставшийся в камере, вытесняется через неплотности.

На участке *CC'* происходит расширение газа из мертвого пространства. За один оборот вала в каждой камере совершается полный цикл: расширение из мертвого пространства, всасывание, сжатие и нагнетание.

В ротационном многопластинчатом компрессоре всасывающий и нагнетательный клапаны отсутствуют. Конечное давление сжатия газа не зависит от давления в нагнетательном патрубке компрессора, а определяется только отношением объемов камеры в начале и конце сжатия.

Ротационный компрессор с качающимся ротором (см. рис. 89) состоит из цилиндрического корпуса *1*, в котором эксцентрично расположен цилиндрический ротор *2*, жестко соединенный с шибером *12*, размещенным в пазу цилиндра. Уплотнение шибера достигается полуцилиндрическими направляющими *11*, с помощью которых создается возможность качательно-поступательного движения шибера. В цилиндре ротора расположен вал *3* с эксцентриками, которые соприкасаются с внутренней поверхностью цилиндра ротора через шарикоподшипники. При вращении вала ротор *2* совершает планетарное движение относительно оси вала, проходя около стенки цилиндра с небольшим зазором. Шибер *12* совершает качательно-поступательное движение в направляющих *11*, поворачивая их в гнездах. Для того чтобы избежать перетечки газа из нагнетательной магистрали во всасывающую, когда шибер полно-

стью входит в паз цилиндра, компрессор снабжен нагнетательным клапаном. При вращении вала по часовой стрелке ротор сжимает газ, находящийся в цилиндре с левой его стороны. В это время в свободное пространство, образовавшееся с правой стороны ротора, поступает газ из всасывающего отверстия. В полости с левой стороны ротора газ сжимается до открытия нагнетательного клапана, после чего он выталкивается в нагнетательный трубопровод. Сжатие газа в этой машине происходит так же, как в поршневом компрессоре с самодействующими клапанами, т. е. конечное давление сжатия зависит от противодавления в нагнетательном трубопроводе.

Схемы двухроторных нагнетателей представлены на рис. 90, 91 и винтового компрессора типа Лисхольм на рис. 92.

Ротационный нагнетатель (типа Рутс) состоит из корпуса и двух роторов, жестко закрепленных на параллельно расположенных друг относительно друга валах. Ведомый и ведущий валы соединены между собой шестеренчатой передачей.

Роторы имеют профили, обеспечивающие в любом положении отсечку нагнетательной стороны от всасывающей. При вращении роторы не соприкасаются со стенками цилиндра и друг с другом, ввиду небольшого зазора между ними.

Ротационные нагнетатели (воздуходувки) типа Рутс строят двух- и трехлопастными. Принцип действия этих компрессоров заключается в следующем. При повороте ведущего вала одновременно с помощью шестеренчатой передачи поворачивается ведомый вал. При повороте роторов до положения, указанного на рис. 90, *а* воздух поступает в камеру *А*. При последующем повороте вала камера *А* сообщается с нагнетательной стороной машины и газ из нагнетательного трубопровода устремляется в эту камеру и сжимает находящийся в ней газ. После этого газ выталкивается роторами в нагнетательный трубопровод. Аналогичный процесс происходит и в камере *В*.

Таким образом, в этом компрессоре газ сжимается в результате обратного течения сжатого газа из нагнетательного трубопровода в камеру сжатия.

Ротационные нагнетатели типа Рутс в последнее время выполняют трехлопастными с винтовыми роторами для создания непрерывности потока газа и уменьшения шума.

Ротационный нагнетатель типа Егер (см. рис. 91) по принципу действия аналогичен описанной воздуходувке, но отличается профилем роторов.

Винтовой компрессор (см. рис. 92) состоит из корпуса, двух роторов, связанных друг с другом шестеренчатой передачей, и торцовых крышек, в которых расположены всасывающее и нагнетательные отверстия. Роторы имеют профиль винтовой зубчатой передачи. Впадины играют роль цилиндров, а зубцы — поршня.

При вращении роторов полости *А*, *А'*, *А''* и *В*, *В'*, *В''* (рис. 92, *а*) вначале в определенной очередности сообщаются с всасывающим отверстием и заполняются воздухом из всасывающей магистрали. Затем торцовыми частями роторов перекрывается всасывающее отверстие и порции воздуха в полостях *А*, *А'*, *А''* и *В*, *В'*, *В''* перемещаются по впадинам между зубцами в осевом направлении к противоположной крышке цилиндра. Сжатие в результате уменьшения объема полостей *А*, *А'*, *А''* и *В*, *В'*, *В''* продолжается до тех пор, пока кромки противоположных торцов роторов не откроют нагнетательное отверстие. После этого происходит нагнетание.

Таким образом, роторы винтового компрессора при вращении не только переносят воздух со стороны всасывания на сторону нагнетания, но и по пути сжимают его до определенного давления, в зависимости от степени изменения объема полостей. Вследствие устройства на валах синхронизирующих движение шестерен между зубцами роторов имеется небольшой зазор.

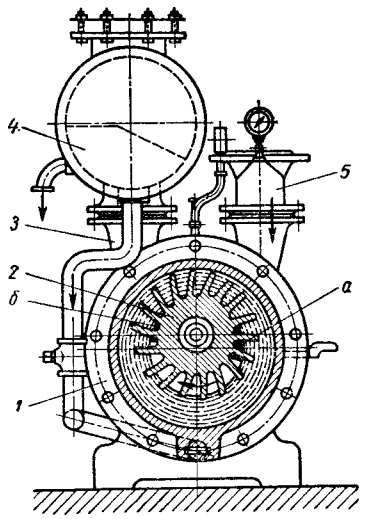


Рис. 93. Водокольцевой ротационный компрессор:

1 — цилиндр, *2* — ротор, *3* — нагнетательный патрубок, *4* — резервуар, *5* — всасывающий патрубок; *а* — всасывающее окно, *б* — нагнетательное окно

В химической и ряде других отраслей промышленности применяют водокольцевые компрессоры и вакуум-насосы.

На рис. 93 представлена схема такой ротационной машины.

Устройство и принцип действия водокольцевых машин заключается в следующем.

Пространство цилиндра *1* соединено трубопроводом с резервуаром *4*, из которого поступает в цилиндр вода для гидравлического уплотнения ротора *2*. При вращении вода отбрасывается лопатками ротора к периферии цилиндра, образуя водяное кольцо. Рабочей полостью служит серповидное в поперечном сечении свободное пространство, образующееся вследствие эксцентриситета между ротором и цилиндром.

Всасывающее *а* и нагнетательное *б* отверстия расположены в торцовых крышках. Избыток воды выбрасывается из цилиндра вместе

со сжатым газом через нагнетательное окно *б* в резервуар *4*, откуда вода самотеком возвращается снова в цилиндр. Вода непрерывно обновляется путем подачи свежей и сброса избытка в канализацию, что обеспечивает охлаждение воздуха или газа в процессе сжатия.

Водокольцевые машины применяют в тех случаях, когда необходимо подавать газ без примеси масла или всасывать запыленные газы. Широко применяют эти машины в качестве вакуум-насосов, когда среда содержит капельную влагу.

РАСЧЕТ РОТАЦИОННОГО ПЛАСТИНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

Объем камеры, заключенной между двумя соседними пластинами (рис. 94), зависит от угла поворота ротора φ, эксцентриситета c, угла раствора α и угла наклона пластины β (см. рис. 96).

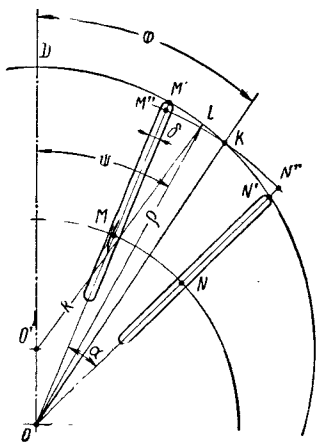


Рис. 94. К выводу основных зависимостей для ротационного компрессора с радиальными пластинами

Объем ячейки для любого угла поворота вала

$$V_к = LF_к, \qquad (II—1)$$

где L — длина цилиндра компрессора,
$F_к$ — площадь поперечного сечения ячейки, соответствующая данному углу поворота.

Длина цилиндра — величина постоянная, поэтому объем $V_к$ изменяется с углом поворота ротора аналогично площади $F_к$.

Определим зависимость изменения площади поперечного сечения ячейки от угла поворота в простейшем случае радиального расположения пластин (см. рис. 88).

Обозначим: R — радиус цилиндра, r — радиус ротора, $c = R - r$ — эксцентриситет, z — число пластин ротора, δ — толщина пластины.

Объем $V_к$ при повороте ротора уменьшается от максимального значения, отвечающего положению замыкающей пластины AO (см. рис. 88), до начала нагнетания, соответствующего положению передней пластины BO. При этом достигаемое отношение давлений в ячейке

$$\sigma = \frac{F_{к\,max}}{F_{к\,сж}}. \qquad (II—2)$$

Величина площади $F_к$ является функцией величин: угла поворота ротора φ, отсчитываемого от радиуса OD до биссектрисы угла раствора пластин, образующих ячейку, угла раствора пластин $\alpha = \frac{2\pi}{z}$, эксцентриситета c и толщины пластин δ (см. рис. 94). С другой стороны, $F_к$ равна площади криволинейного четырехугольника $MM'N'N$ без половины суммы площадей сечения выходящих из пазов частей пластин, ограничивающих камеру, т. е. без величины

$$\frac{\delta}{2}(MM' + NN').$$

Площадь четырехугольника $MM'N'N$ можно представить как разность секторов $M'ON'$ и MON. Первый сектор может быть определен на основании известной формулы из дифференциальной геометрии:

$$\text{пл. } M'ON' = \frac{1}{2}\int_{\varphi-\frac{\alpha}{2}}^{\varphi+\frac{\alpha}{2}} \rho^2 d\psi,$$

где $\rho = OL$ — радиус-вектор любой точки дуги $M'N'$ относительно центра сечения ротора.

Площадь сектора MON будет определяться по той же формуле, только $\rho = r = \text{const}$, т. е. она равна

$$\text{пл. } MON = \frac{1}{2} r^2 \alpha.$$

Отрезки MM' и NN' соответственно равны разностям радиус-векторов точек M' и N' и радиусов точек M и N, т. е.

$$\frac{\delta}{2}(MM' + NN') = \frac{\delta}{2}(\rho_{M'} + \rho_{N'} - 2r).$$

Отсюда

$$F_к = \frac{1}{2}\int_{\varphi-\frac{\alpha}{2}}^{\varphi+\frac{\alpha}{2}} \rho^2 d\psi - \frac{1}{2} r^2 \alpha - \frac{\delta}{2}(\rho_{M'} + \rho_{N'} - 2r). \qquad (II—3)$$

Для определения зависимости радиус-вектора от угла ψ рассмотрим треугольник $OO'L$. По теореме косинусов

$$R^2 = \rho^2 - 2c\rho\cos\psi + c^2. \qquad (II—4)$$

Решая это квадратное уравнение относительно ρ, получим

$$\rho = c\cos\psi \pm \sqrt{c^2\cos^2\psi + R^2 - c^2}.$$

В последней формуле следует выбрать знак плюс, так как при $\psi = 0$ $\rho = c + R$, что видно из рис. 94.

Далее, заменяя

$$c^2\cos^2\psi - c^2 = -c^2\sin^2\psi$$

и вводя относительный эксцентриситет

$$\lambda = \frac{c}{R},$$

находим

$$\rho = R(\lambda\cos\psi + \sqrt{1 - \lambda^2\sin^2\psi}). \qquad \text{(II—5)}$$

Это уравнение показывает, что вместо функциональной зависимости размерной величины ρ можно рассматривать функциональную зависимость безразмерной величины

$$\bar{\rho} = \frac{\rho}{R} = \lambda\cos\psi + \sqrt{1 - \lambda^2\sin^2\psi}. \qquad \text{(II—6)}$$

Введение безразмерных величин позволит в дальнейшем рассматривать не какую-либо конкретную машину, а класс подобных машин.

Величина безразмерного эксцентриситета λ мала сравнительно с единицей ($\lambda \approx 0{,}1$). Поэтому с достаточной точностью можно, пренебрегая членами выше второго порядка, заменить квадратный корень первыми двумя членами ряда

$$\sqrt{1 - \lambda^2\sin^2\psi} = 1 - \frac{1}{2}\lambda^2\sin^2\psi.$$

Подставляя в выражение (II—6) находим:

$$\bar{\rho} = 1 + \lambda\cos\psi - \frac{\lambda^2}{2}\sin^2\psi, \qquad \text{(II—6а)}$$

но

$$\sin^2\psi = \frac{1}{2} - \frac{1}{2}\cos 2\psi.$$

После подстановки выражение (II—6а) приводится к виду

$$\bar{\rho} = 1 - \frac{\lambda^2}{4} + \lambda\cos\psi + \frac{\lambda^2}{4}\cos 2\psi. \qquad \text{(II—7)}$$

Пользуясь этой формулой, нетрудно найти общее выражение для последнего члена уравнения (II—3).

Действительные радиус-векторы $\rho_{M'}$ и $\rho_{N'}$ отвечают углам $\psi = \varphi - \frac{\alpha}{2}$ и $\psi = \varphi + \frac{\alpha}{2}$. Далее

$$r = R - c = R(1 - \lambda), \qquad \text{(II—7а)}$$

$$\rho_{M'} = R\bar{\rho}_{M'} \quad \text{и} \quad \rho_{N'} = R\bar{\rho}_{N'}.$$

Тогда получим

$$\rho_{M'} + \rho_{N'} - 2r = 2R\left\{1 - \frac{\lambda^2}{4} + \frac{\lambda}{2}\left[\cos\left(\varphi - \frac{\alpha}{2}\right) + \cos\left(\varphi - \frac{\alpha}{2}\right)\right] + \frac{\lambda^2}{8}[\cos(2\varphi - \alpha) + \cos(2\varphi + \alpha) - (1 - \lambda)]\right\}.$$

После замены сумм косинусов по известным формулам и приведения подобных членов получим такое выражение для рассматриваемого члена формулы (II—3):

$$\frac{\delta}{2}(\rho_{M'} + \rho_{N'} - 2r) = \lambda R\delta\left[1 - \frac{\lambda}{4} + \cos\frac{\alpha}{2}\cos\varphi + \frac{\lambda}{4}\cos\alpha\cdot\cos 2\varphi\right]. \qquad \text{(II—8)}$$

Для многопластинчатых ротационных компрессоров угол α сравнительно мал. Например, при $z = 12$, $\alpha = \frac{360}{12} = 30°$; $\cos\alpha$ при углах 15—30° близок к единице.

Тогда правую часть уравнения можно представить в упрощенном виде:

$$\lambda R\delta\left(1 - \frac{\lambda}{4} + \cos\varphi + \frac{\lambda}{4}\cos 2\varphi\right).$$

Это приближение эквивалентно замене полусумм радиус-векторов $\rho_{M'}$ и $\rho_{N'}$ радиус-векторами биссектрисы OK, отвечающими углу $\psi = \varphi$ на рис. 94.

Определим теперь первый член правой части равенства (II—3).

Возвышая в квадрат $\bar{\rho}$ согласно (II—6а) и отбрасывая члены, содержащие λ в степени выше второй, получим

$$\bar{\rho}^2 = 1 + 2\lambda\cos\psi + \lambda^2\cos^2\psi - \lambda^2\sin^2\psi,$$

что после введения $\cos 2\psi$ дает

$$\bar{\rho}^2 = 1 + 2\lambda\cos\psi + \lambda^2\cos 2\psi. \qquad \text{(II—9)}$$

Интегрируем $\bar{\rho}^2$ по ψ в пределах $\varphi - \frac{\alpha}{2}$ и $\varphi + \frac{\alpha}{2}$

$$\int_{\varphi-\frac{\alpha}{2}}^{\varphi+\frac{\alpha}{2}} \bar{\rho}^2 d\psi = \left| \psi + 2\lambda \sin\psi + \frac{\lambda^2}{2} \sin 2\psi \right|_{\varphi-\frac{\alpha}{2}}^{\varphi+\frac{\alpha}{2}} = \alpha + 2\lambda \left[\sin\left(\varphi + \frac{\alpha}{2}\right) - \sin\left(\varphi - \frac{\alpha}{2}\right) \right] + \frac{\lambda^2}{2} [\sin(2\varphi + \alpha) - \sin(2\varphi - \alpha)],$$

или после применения формулы для разностей синусов

$$\int_{\varphi-\frac{\alpha}{2}}^{\varphi+\frac{\alpha}{2}} \bar{\rho}^2 d\psi = \alpha + 4\lambda \cos\varphi \sin\frac{\alpha}{2} + \lambda^2 \cos 2\varphi \sin\alpha.$$

Подставляя это выражение, (II—7а) и (II—8) в формулу (II—3) и имея в виду, что $\rho^2 = R^2\bar{\rho}^2$, получим

$$F_к = \frac{1}{2} R^2 \left[\left(\alpha + 4\lambda \sin\frac{\alpha}{2} \cos\varphi + \lambda^2 \sin\alpha \cos 2\varphi \right) - (1-\lambda)^2 \alpha - \lambda\bar{\delta}\left(1 - \frac{\lambda}{4} + \cos\frac{\alpha}{2} \cos\varphi + \frac{\lambda}{4} \cos\alpha \cos 2\varphi\right) \right],$$

где $\bar{\delta} = \frac{\delta}{R}$ — безразмерная толщина пластины.

После приведения подобных членов найдем:

$$F_к = \frac{\lambda}{2} R^2 \left[2\alpha\left(1 - \frac{\lambda}{2}\right) - \bar{\delta}\left(1 - \frac{\lambda}{4}\right) + \left(4\sin\frac{\alpha}{2} - \bar{\delta}\cos\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \cos\varphi + \lambda\left(\sin\alpha - \frac{\bar{\delta}}{4}\cos\alpha\right)\cos 2\varphi \right]. \quad \text{(II—10)}$$

Полученная формула показывает, что $F_к$ может быть представлена, как произведение безразмерного тригонометрического трехчлена, расположенного по косинусам кратных дуг переменного угла поворота φ на квадрат радиуса цилиндра. Для дальнейшего преобразования обозначим коэффициенты этого тринома буквами a, b и c':

$$\left.\begin{aligned} a &= \lambda\alpha\left(1 - \frac{\lambda}{2}\right) - \frac{\lambda\bar{\delta}}{2}\left(1 - \frac{\lambda}{4}\right); \\ b &= \lambda\left(2\sin\frac{\alpha}{2} - \frac{\bar{\delta}}{2}\cos\frac{\alpha}{2}\right); \\ c' &= \frac{\lambda^2}{2}\left(\sin\alpha - \frac{\bar{\delta}}{4}\cos\alpha\right). \end{aligned}\right\} \quad \text{(II—11)}$$

Площадь поперечного сечения камеры представим в безразмерном виде, т. е.

$$\bar{F}_к = \frac{F_к}{R^2}.$$

Тогда из уравнения (II—10)

$$\bar{F}_к = a + b\cos\varphi + c'\cos 2\varphi. \quad \text{(II—12)}$$

Заметим, что здесь коэффициенты a, b и c' согласно (II—11) зависят только от безразмерных величин: относительного эксцентриситета λ, относительной толщины пластины $\bar{\delta}$ и угла раствора пластины α.

Для геометрически подобных машин эти коэффициенты и, следовательно, безразмерная величина площади одинаковы при равных углах поворота ротора φ. Поэтому при проектировании и расчетах можно рассматривать при прочих равных условиях пластинчатые ротационные машины геометрически подобными, так как в этом случае и объемы их камер будут также подобны.

Однако при отличии размеров сравниваемых машин величины δ могут быть неодинаковыми, так как толщина пластин определяется требованиями прочности и жесткости. Поэтому строгое подобие может быть в машинах, близких по размерам. Но в предварительных расчетах можно пользоваться приведенными выше формулами.

Рассмотрим теперь зависимость между $\bar{F}_к$ и углом φ.

Для этого определим максимумы и минимумы $\bar{F}_к$ и, приравнивая производную

$$\frac{d\bar{F}_к}{d\varphi} = -b\sin\varphi - 2c\sin 2\varphi = -\sin\varphi\,(b + 4c'\cos\varphi)$$

нулю, получим два уравнения для определения φ:

$$\sin\varphi = 0, \quad b + 4c'\cos\varphi = 0.$$

Так как изменение φ влияет на $\bar{F}_{к\,max}$ и $\bar{F}_{к\,min}$ только в пределах (0,180°), то из первого уравнения получим два корня 0 и 180°, соответственно отвечающие $\bar{F}_{к\,max}$ и $\bar{F}_{к\,min}$

$$\left.\begin{aligned} \bar{F}_{к\,max} &= a + b + c', \\ \bar{F}_{к\,min} &= a - b + c'. \end{aligned}\right\} \quad \text{(II—13)}$$

Второе уравнение не дает действительных корней, так как в практических условиях $\frac{b}{4c'} > 1$ (табл. 13). Для удобства расчета в табл. 13 даны значения $\frac{a}{\lambda}$, $\frac{b}{\lambda}$ и $\frac{c'}{\lambda}$, так как в этом случае они представляют линейные функции λ.

Таблица 13

Зависимость коэффициентов *a, b, c'* от безразмерных параметров λ, δ, α

α	$\frac{\delta}{R}$	0,01			0,015			0,01		0,015	
	λ	$\frac{a}{\lambda}$	$\frac{b}{\lambda}$	$\frac{c'}{\lambda}$	$\frac{a}{\lambda}$	$\frac{b}{\lambda}$	$\frac{c'}{\lambda}$	$\frac{\bar{F}_{к\,max}}{\lambda}$	$\frac{\bar{F}_{к\,min}}{\lambda}$	$\frac{\bar{F}_{к\,max}}{\lambda}$	$\frac{\bar{F}_{к\,min}}{\lambda}$
90°	0,11	1,4796	1,411	0,0550	1,4762	1,4189	0,0550	2,9456	0,1236	2,9501	0,1123
	0,14	1,4560	1,411	0,0700	1,4536	1,4189	0,0700	2,9370	0,115	2,9425	0,1047
60°	0,11	0,9848	0,996	0,0475	0,9667	0,9935	0,0475	2,0283	0,0363	2,0877	0,0475
	0,14	0,9690	0,996	0,0605	0,9660	0,9935	0,0605	2,0255	0,0335	2,0800	0,0390
36°	0,11	0,5888	0,613	0,0322	0,5865	0,6109	0,0321	1,2340	0,008	1,2290	0,0077
	0,14	0,5795	0,613	0,0410	0,5771	0,6109	0,0409	1,2335	0,0075	1,2289	0,0071
30°	0,11	0,4900	0,4128	0,0273	0,4876	0,5105	0,0263	1,0301	0,0045	1,0244	0,0034
	0,14	0,4821	0,4128	0,0348	0,4797	0,5105	0,0347	1,0297	0,0041	1,0240	0,0030

Следует отметить, что члены, зависящие от безразмерной относительной толщины пластин в формуле (II—11), как правило, не превышают 2—3% от главных членов. Поэтому для приближенных расчетов в ряде случаев можно этими членами пренебречь.

Исходя из всего предыдущего и учитывая (II—1), найдем объем камеры для любого угла поворота ротора

$$V_к = F_к L = R^2 L \bar{F}_к. \qquad (II—14)$$

Если ввести безразмерную длину ротора

$$\bar{L} = \frac{L}{R}, \qquad (II—15)$$

то формула (II—14) может быть представлена в таком виде:

$$V_к = R^3 \bar{L} \bar{F}_к = R^3 \bar{V}_к, \qquad (II—16)$$

где $\bar{V}_к$ — безразмерный объем камеры, отнесенный к кубу радиуса цилиндра статора.

Исходя из уравнения (II—16), максимальный объем камеры

$$V_{к\,max} = R^3 \bar{L} \bar{F}_{к\,max} = R^3 V_{к\,max}. \qquad (II—16а)$$

В соответствии с формулой (II—2) степень теоретического повышения давления газа в пластинчатом компрессоре определяется отношением максимальной площади камеры к площади в конце сжатия. Очевидно, что это отношение может быть выражено через безразмерные площади камеры

$$\sigma = \frac{\bar{F}_{к\,max}}{\bar{F}_{к\cdot сж}}. \qquad (II—17)$$

С другой стороны, величину δ можно определить, если известны повышение давления в компрессоре и средний показатель политропы сжатия m. Действительно

$$p_1 V_1^m = p_2 V_2^m,$$

где p_1 и p_2 — начальное и конечное давления при сжатии газа в компрессоре.

По схеме работы компрессора объемы V_1 и V_2 соответственно равны $V_{к\,max}$ и $V_{к\,сж}$. Следовательно, их отношения равны

$$\sigma = \frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{m}}. \qquad (II—18)$$

Обозначая отношение давлений ε и пользуясь формулой (II—17), найдем

$$\bar{F}_{к\,сж} = \bar{F}_{к\,max} \varepsilon^{-\frac{1}{m}}. \qquad (II—19)$$

Очевидно, по уравнению (II—19) можно найти угол $\varphi_{сж} = \vartheta_к$, отвечающий концу сжатия (уравнение II—12)

$$a + b \cos \varphi_{сж} + c' \cos 2\varphi_{сж} = \bar{F}_{к\,max} \cdot \varepsilon^{-\frac{1}{m}}. \qquad (II—20)$$

Для определения этого угла можно пользоваться коэффициентами a/λ, b/λ и c'/λ, так как $\bar{F}_{к\,сж}$ и $\bar{F}_{к\,max}$ пропорциональны λ, при условии замены $\bar{F}_{к\,max}$ на $\frac{\bar{F}_{к\,max}}{\lambda}$. Угол $\varphi_{сж}$ (уравнение II—20) легче всего определить при помощи графика зависимости $\bar{F}_к$ или $\frac{\bar{F}_к}{\lambda}$ от φ. Однако это уравнение можно решить и алгебраически, сведя его к квадратному уравнению при помощи формулы косинуса двойных углов.

Найдя угол $\varphi_{сж}$, нетрудно определить положение точки B (см. рис. 88) по углу сжатия

$$\angle DOB = \varphi_{сж} + \frac{\alpha}{2}.$$

Угол, отвечающий точке A начала сжатия, будет приближенно равен

$$\theta_1 = \angle AOD = \frac{\alpha}{2}.$$

Кроме приведенного общего исследования зависимости δ и ε от геометрических размеров, для приближенных расчетов можно

определить угол $\varphi_{сж}$ другим путем. Найдем $F_к$ по приближенной формуле

$$F_к = \frac{\alpha}{2}(\rho_к^2 - r^2),$$

где $\rho_к$ принимают равным биссектрисе OK ($\psi = \varphi$ на рис. 94).

Таким образом, первый интеграл в уравнении (II—3) приближенно полагают равным $\frac{1}{2}\rho^2\alpha$, что равносильно допущению равенства площадей криволинейных треугольников $M'KM''$ и $N'KM''$ (см. рис. 94). При этом влиянием толщины пластин на величину площади камеры пренебрегают.

Вводя безразмерные величины и пользуясь формулой (II—9) для ρ, получим

$$F_к = R^2\bar{F}_к = R^2\alpha\lambda\left(1 - \frac{\lambda}{2} + \cos\varphi + \frac{\lambda}{2}\cos 2\varphi\right). \quad (II—21)$$

Тригонометрическая структура равенств (II—21) и (II—12) одинакова, только коэффициенты a, b и c' в формуле (II—12) имеют более простой вид:

$$a = \alpha\lambda\left(1 - \frac{\lambda}{2}\right), \quad b = \alpha\lambda, \quad c' = \frac{\alpha\cdot\lambda^2}{2}.$$

В этом случае

$$\bar{F}_{к\,max} = a + b + c' = 2\alpha\lambda \quad (II—22)$$

и, значит, по аналогии с уравнением (II—20) для определения $\varphi_{сж}$ получим уравнение

$$1 - \frac{\lambda}{2} + \cos\varphi_{сж} + \frac{\lambda}{2}\cos 2\varphi_{сж} = 2\varepsilon^{-\frac{1}{m}},$$

решение которого может быть приведено к квадратному уравнению при $x = \cos\varphi_{сж}$

$$x^2 + \frac{1}{\lambda}x + \frac{1 - \lambda - 2\varepsilon^{-\frac{1}{m}}}{\lambda} = 0,$$

корни которого

$$x = \frac{\pm\sqrt{(1-2\lambda)^2 + 8\lambda\varepsilon^{-\frac{1}{m}} - 1}}{2\lambda}. \quad (II—23)$$

Применение приближенной формулы (II—20) не дает принципиального упрощения выражения для угла $\varphi_{сж}$. Однако, если вместо угла $\varphi_{сж}$ определять угол $\vartheta_к$, составленный осью $O'D$ и радиус-

вектором, проведенным в точку K из центра O' (см. рис. 88), то уравнение (II—20) значительно упрощается. В этом случае

$$\rho_к^2 = R^2 + c^2 + 2Rc\cos\vartheta_к = R^2(1 + \lambda^2 + 2\lambda\cos\vartheta_к),$$

где $\vartheta_к = \angle DOK$, и

$$\bar{F}_{к\,сж} = 1 + \lambda^2 + 2\lambda\cos\vartheta_к - (1-\lambda)^2\frac{\alpha}{2} = \alpha\lambda(1 + \cos\vartheta_к).$$

Подставляя это выражение в (II—19), учитывая (II—22), после сокращения получим:

$$1 + \cos\vartheta_к = 2\varepsilon^{-\frac{1}{m}},$$

или

$$\cos^2\frac{\vartheta_к}{2} = \varepsilon^{-\frac{1}{m}}.$$

Отсюда находим

$$\cos\frac{\vartheta_к}{2} = \varepsilon^{-\frac{1}{2m}}. \quad (II—24)$$

Зная угол $\vartheta_к$, нетрудно (см. рис. 88) графически найти $\varphi_{сж}$ и линию OK; прибавляя $\frac{\alpha}{2}$ к $\varphi_{сж}$, находим угол конца сжатия $\vartheta_к'$. Полный угол сжатия AOB очевидно равен $\varphi_{сж} + \alpha$.

Второй параметр, характеризующий пластинчатый компрессор, — объемная производительность на всасывании — определится следующим путем.

Теоретический объем всасывания за один оборот ротора

$$V_{1об} = V_{к\,max}\cdot z.$$

Если применить приближенную формулу (II—22), то

$$V_{1об} = R^2\cdot L\cdot 2\cdot\alpha\cdot\lambda\cdot z = 4\pi R^2 L\lambda, \quad (II—25)$$

так как $\alpha z = 2\pi$.

При том же приближении секундная теоретическая производительность (по всасыванию)

$$V_{сек} = 4\pi R^2\lambda L\frac{n}{60}, \quad (II—26)$$

где n — число оборотов ротора в минуту.

Действительная секундная производительность равна

$$V_{д\,сек} = V_{сек}\cdot\lambda_{пр}. \quad (II—27)$$

Здесь $\lambda_{пр}$ — коэффициент производительности компрессора.

На величину коэффициента производительности влияют следующие факторы: а) подогрев газа непосредственно перед поступлением в камеру, температура которой несколько выше температуры газа во всасывающем трубопроводе, главным образом за счет газа, проникшего через неплотности из камер сжатия; б) перетечки сжимаемого газа через зазоры из одной камеры с повышенным давлением в другую с более низким давлением.

Количественная оценка утечек и перетечек в ротационных пластинчатых компрессорах дана в специальных работах [II—2, II—5]. Здесь лишь укажем, что утечки и перетечки составляют 2—4% от производительности машины.

Коэффициент производительности одноступенчатых пластинчатых компрессоров по опытным данным [II—4] колеблется в пределах 0,55—0,85 (рис. 95).

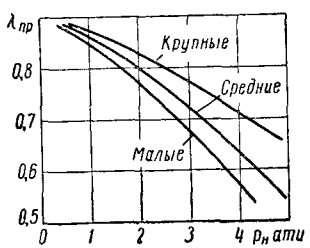


Рис. 95. Коэффициент производительности для одноступенчатых пластинчатых компрессоров

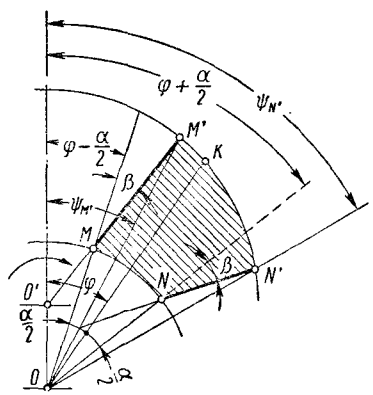


Рис. 96. Схема компрессора с наклонным расположением пластин

Рассмотрим пластинчатый ротационный компрессор с расположением пластин под некоторым углом к радиусу ротора (рис. 96).

При наклонном расположении пластин в сторону вращения вала по сравнению с радиальным опасность их защемления в пазах ротора уменьшается ввиду того, что направление усилия, действующего на пластину, будет составлять меньший угол с направлением перемещения ее в пазе.

Площадь поперечного сечения камеры сжатия из геометрической схемы (см. рис. 96) может быть представлена как сумма разностей секторов и треугольников

$$\text{пл. } MM'N'N = \text{пл. } M'ON' - \text{пл. } MON + \text{пл. } MOM' - \text{пл. } NON',$$

где $\text{пл. } M'ON' = \frac{1}{2}\int_{\psi_{M'}}^{\psi_{N'}} \rho^2 d\psi;$

$$\text{пл. } MON = \frac{1}{2} r^2 \alpha;$$

$$\text{пл. } MOM' = \frac{1}{2} rMM' \sin\beta;$$

$$\text{пл. } NON' = \frac{1}{2} rNN' \sin\beta,$$

отрезки MM' и NN' связаны с радиус-векторами $\rho_{M'}$ и $\rho_{N'}$:

$$MM' = \frac{\rho_{M'} - r}{\cos\beta}; \quad NN' = \frac{\rho_{N'} - r}{\cos\beta}.$$

Окончательную формулу для определения площади поперечного сечения камеры приведем без вывода

$$F_к = \frac{1}{2} R^2 \Big\{\psi_{N'} - \psi_{M'} + 2\lambda (\sin\psi_{N'} - \sin\psi_{M'}) + \frac{\lambda^2}{2} (\sin 2\psi_{N'} - \sin 2\psi_{M'}) + \lambda [\cos\psi_{M'} - \cos\psi_{N'} + \frac{\lambda}{4} (\cos 2\psi_{M'} - \cos 2\psi_{N'})] - \alpha (1-\lambda)^2\Big\}, \qquad \text{(II—28)}$$

где $\psi_{M'}$ и $\psi_{N'}$ — полярные углы, отвечающие точкам M' и N', которые определяются безразмерными величинами λ, α и β и углом поворота $\varphi_к = \varphi_{сж}$ из уравнений

$$(1-\lambda)\operatorname{tg}\beta = \Big(1 - \frac{\lambda^2}{4} + \lambda\cos\psi + \frac{\lambda^2}{4}\cos^2\psi\Big)\cdot[\operatorname{tg}\beta - \cos(\psi - \varphi \pm \alpha)].$$

Как и раньше, можно при определении $F_к$ учесть толщину пластин и тогда в общем случае $F_к$ пропорциональна квадрату радиуса цилиндра и является тригонометрической функцией от угла $\varphi_к$ и безразмерных параметров λ, $\bar{\delta}$, α и β, т. е.

$$\bar{F}_к = f(\varphi_к, \lambda, \bar{\delta}, \alpha, \beta). \qquad \text{(II—29)}$$

Угол $\varphi_к$, отвечающий концу сжатия, может быть определен из уравнения (II—19)

$$\bar{F}_{к\cdot сж} = \bar{F}_к \cdot \varepsilon^{-\frac{1}{m}}. \qquad \text{(II—30)}$$

Решая это уравнение способом, аналогичным рассмотренному, можно определить $\varphi_к$ как функцию λ, $\bar{\delta}$, α и β, причем $F_к$ найдем из условия

$$\frac{d\bar{F}_к}{d\varphi_к} = 0,$$

где соответствующий угол будет также определен через те же безразмерные параметры.

Однако, как будет ниже показано, расположение пластины под углом к радиусу ротора незначительно влияет на геометрические размеры машины.

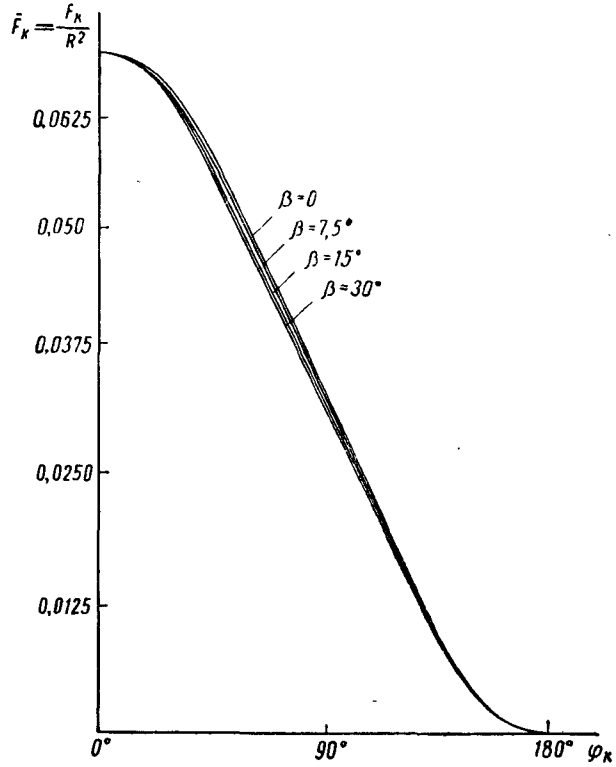


Рис. 97. Зависимость $\bar{F}_к$ от угла $\varphi_к$

Из формулы (II—10) можно написать в общем виде

$$\bar{F}_к = f(\varphi_к, \lambda, \bar{\delta}, \alpha) \qquad (II-31)$$

Заметим, что в уравнениях (II—29 и II—31) $\bar{F}_к$ при заданных значениях λ, $\bar{\delta}$, α и β зависит только от переменной величины $\varphi_к$.

Задавшись значениями $\lambda = 0{,}1$, $\alpha = 20°$, $\bar{\delta} = 0{,}03$ и $\beta =$ от 7,5 до 30°, определим значения $\bar{F}_к = f(\varphi_к)$ для случая радиального и наклонного расположения пластин. На рис. 97 приведена зависимость $\bar{F}_к$ от угла $\varphi_к$ для указанных значений λ, α, $\bar{\delta}$ и β. Угол наклона пластин к радиусу ротора очень мало влияет на величину $\bar{F}_к$. Даже при $\beta = 30°$, $F_к$ отклоняется всего лишь на 5%. Поэтому для практических расчетов можно пользоваться уравнениями для радиального расположения пластин [II—1, 2].

Распределение кромок входного и выходного отверстий в зависимости от углов $\vartheta_к$, $\vartheta'_к$ показано на рис. 88.

Угол $\vartheta_к$ определяется дугой DK в соответствии с уравнением (II—24), а выхлопная кромка B — углом $\vartheta'_к$, который может быть

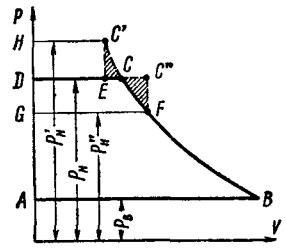


Рис. 98. Теоретическая индикаторная диаграмма

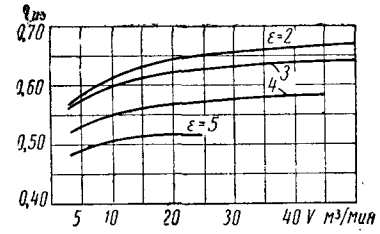


Рис. 99. Зависимость общего изотермического к. п. д. от производительности машины и степени сжатия

найден по углу $\varphi_{сж}$, с помощью уравнения (II—20). Точка L определяется углом $\theta_2 \approx \alpha$. Точка A — углом $\theta_1 \approx \frac{\alpha}{2}$. Точка c' — углом θ_3, который принимают равным $(2 \div 2{,}5)\alpha$.

Если угол $\vartheta_к$ выбран правильно, т. е. давление в камере в момент соединения ее с нагнетательным патрубком равно давлению в воздухосборнике, то индикаторная диаграмма ротационного пластинчатого компрессора была бы аналогична V, P-диаграмме поршневого компрессора ($ABCD$, рис. 98). Если же при расчете угла $\vartheta_к$ средний показатель политропы в уравнении (II—24) слишком мал, т. е. угол $\vartheta_к$ больше необходимого, то V, P-диаграмма примет вид $ABC'ED$. В этом случае непроизводительно затрачивается дополнительная работа (площадь $CC'E$). Когда средний показатель политропы принят большим, т. е. угол $\vartheta_к$ меньше необходимого, то V, P-диаграмма соответствует $ABFC''D$. И здесь затрачивается дополнительная работа (площадь $FC''C$).

Отсюда следует, что при наиболее выгодных условиях работы пластинчатых компрессоров конечное давление сжатия в камере должно быть равно давлению в нагнетательном патрубке.

Ввиду того, что практика не располагает достаточными данными по индицированию ротационных компрессоров, а следовательно,

и значениями индикаторного к. п. д., можно пользоваться формулой изотермического сжатия газа

$$N_д = \frac{ART\ln\frac{p_н}{p_{вс}}}{860\cdot\eta_{из}} V_д\gamma_в \ квт, \qquad (II—32)$$

где T — температура всасываемого газа, °К;
$\eta_{из}$ — общий изотермический к. п. д., значение которого для ротационных одноступенчатых пластинчатых компрессоров с опорными кольцами дано на рис. 99 [II—4];
$V_д$ — действительная производительность компрессора, *м³/час*;
$\gamma_в$ — удельный вес газа при всасывании, *кг/м³*;
R — газовая постоянная.

Для практических расчетов можно пользоваться рис. 100 [II—3].

Выбор безразмерных параметров λ, $\bar{r}$ и $\bar{h}$, а также $\bar{L} = \frac{L}{R}$ при проектировании машины определяется главным образом условиями работы пластинчатых компрессоров. Например, обеспечение легкой подвижности пластин в пазах при их сравнительно небольшой глубине обусловлено прочностью ротора, а это ограничивает значения λ, $\bar{r}$, $\bar{h}$.

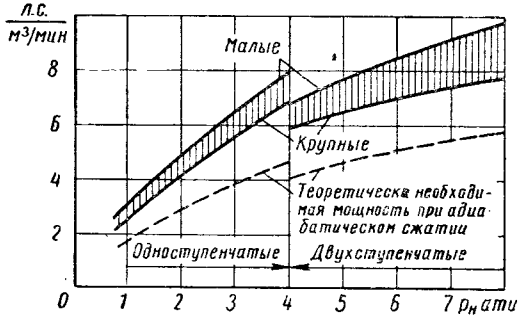


Рис. 100. Удельная мощность привода на валу компрессора

Практикой установлены следующие величины безразмерных параметров ротационных компрессоров:

Для степени повышения давления $\varepsilon \leqslant 1{,}5$

$$\bar{r} = \frac{r}{R} = 0{,}86; \ \lambda = \frac{c}{R} = 0{,}14; \ \bar{h} = \frac{h}{R} = 0{,}54,$$

где h — ширина пластины.

Для $\varepsilon \leqslant 4$

$$\bar{r} = 0{,}885; \ \lambda = 0{,}115; \ \bar{h} = 0{,}44.$$

Выбор отношения $\lambda = \frac{c}{R}$ определяется необходимостью обеспечить достаточное направление пластины в пазу при ограниченной глубине паза и тем, что с возрастанием эксцентриситета увеличивается угол BOO' (рис. 88), что затрудняет движение пластины в пазу, и момент, изгибающий пластину.

Выбор отношения $\bar{L} = \frac{L}{R}$ обусловлен тем, что с увеличением диаметра цилиндра возрастает момент, изгибающий пластину, и ограничивается применение непосредственного привода машины от электродвигателя, так как при заданной окружной скорости на конце пластины снижается число оборотов ротора.

С другой стороны, при увеличении длины цилиндра компрессора создается опасность перекоса и защемления пластин между крышками.

Практикой установлено отношение $\frac{L}{R} = 3 \div 5$; большее значение — для крупных машин.

Окружную скорость u на концах пластин принимают для компрессоров: с пластинами, скользящими непосредственно по поверхности цилиндра, 8—13 *м/сек*; с опорными кольцами 13—18 *м/сек*.

Выбор числа пластин имеет особо важное значение при конструировании. При большем числе пластин снижается перепад давлений между соседними камерами, вследствие чего уменьшаются: момент, изгибающий пластину, перетечки газа из одной камеры в другую, мертвое пространство и неравномерность подачи газа.

Кроме того, увеличение числа пластин при прочих равных условиях вызывает заметное увеличение теоретической производительности машины, что видно из нижеследующего.

Всасываемый теоретический объем газа за один оборот ротора

$$V_{1об} = R^3 \bar{F}_{к\,max} \bar{L} \cdot z,$$

где $F_{к\,max}$ определяется уравнением (II—13), или

$$\bar{F}_{к\,max} = \lambda\alpha\left[\left(1-\frac{\lambda}{2}\right)+\frac{\sin\frac{\alpha}{2}}{\frac{\alpha}{2}}+\frac{\lambda}{2}\frac{\sin\alpha}{\alpha}\right]-$$
$$-\frac{\lambda\bar{\delta}}{2}\left[\left(1-\frac{\lambda}{4}\right)+\cos\frac{\alpha}{2}+\frac{\lambda}{4}\cos\alpha\right],$$

после умножения на z

$$\bar{F}_{к\,max} z = 2\pi\lambda\left[\left(1-\frac{\lambda}{2}\right)+\frac{\sin\frac{\alpha}{2}}{\frac{\alpha}{2}}+\frac{\lambda}{2}\cdot\frac{\sin\alpha}{\alpha}\right]-$$
$$-\frac{\lambda\bar{\delta}z}{2}\left[\left(1-\frac{\lambda}{4}\right)+\cos\frac{\alpha}{2}+\frac{\lambda}{4}\cos\alpha\right]=$$
$$=2\pi\lambda\left[f_0(\alpha)+\frac{\bar{\delta}z}{4\pi}f_1(\alpha)\right]. \qquad (II—33)$$

Нетрудно показать, что члены в квадратных скобках являются монотонно возрастающими функциями целых положительных z.

На основании этого, если принять приближенно верным условие $\bar{\delta}z = \text{const}$, всасываемый объем за один оборот

$$V_{1об} = 2\pi R^3 \bar{L}\lambda \left[f_0(\alpha) - \frac{\bar{\delta}z}{2\pi} f_1(\alpha) \right] = 2\pi R^3 \bar{L}\lambda f_z.$$

Значения выражения, заключенного в скобки, для различных z приведены в табл. 14 при $\bar{\delta}z = 0{,}18$ и $\lambda = 0{,}2$. Из таблицы видно, что f_z возрастает с увеличением z и уже при $z \geqslant 4$ стремится к 2. Следовательно, при увеличении числа пластин $V_{1об}$ стремится к $4\pi R^3 \bar{L}\lambda$.

Таблица 14

Значения $\left[f_0(\alpha) - \frac{\bar{\delta}z}{4\pi} f_1(\alpha) \right]$ при различных числах z

z	1	2	4	6	8	12	24	∞
α	2π	π	$\frac{\pi}{2}$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{\pi}{4}$	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{\pi}{12}$	0
$f_0(\alpha)$	0,9	1,537	1,854	1,937	1,961	1,980	1,990	2
$f_1(\alpha)$	0	0,90	1,657	1,839	1,909	1,959	1,990	2
$f_z = f_0(\alpha) - \frac{\bar{\delta}z}{4\pi} f_1(\alpha)$	0,9	1,524	1,830	1,911	1,934	1,952	1,962	1,971

Вместе с тем, с увеличением числа пластин усложняется конструкция машины, возрастает трение пластин о стенки цилиндра и в пазах. Поэтому для компрессоров малой производительности и нагнетателей принимают небольшое число пластин (1—4); для средней производительности (до 5—6 $м^3/мин$) и невысокого конечного давления (2—3 *ата*) — 6—12; для крупных машин с опорными кольцами — 16—32.

Из рассмотренного видно, что теоретический объем с увеличением числа пластин значительно возрастает особенно в пределах от одной до восьми пластин. Поэтому для сокращения габаритов машины компрессоры большой производительности конструируют многопластинчатыми.

Пластинчатые компрессоры выполняют одноступенчатыми для давлений до 5 *ата* и двухступенчатыми для 8—10 *ата*. Промежуточное давление выбирают из условия

$$\frac{p_и}{p_{пр}} = \frac{p_{пр}}{p_{вс}},$$

откуда

$$p_{пр} = \sqrt{p_н \cdot p_{вс}}. \qquad (II—34)$$

Расчет прочности основных узлов и деталей ротационных пластинчатых компрессоров здесь не рассматривается.

Расчеты по определению сил, действующих на элементы машины, можно найти в специальной литературе [II—1, II—2, II—3].

Пример 1. Определить размеры ротационного пластинчатого охлаждаемого компрессора, угол сжатия и мощность на валу, если известны: производительность $V = 520$ $нм^3/час$; температура всасываемого воздуха $t_{вс} = 20°C$, давление всасывания $p_{вс} = 1$ *ата* и нагнетания $p_н = 4$ *ата*.

Задаем: число пластин $z = 12$, относительную толщину пластины $\bar{\delta} = \frac{\delta}{R} = 0{,}01$, относительный эксцентриситет $\lambda = 0{,}11$, окружную скорость $u = 18$ $м/сек$.

Геометрические размеры ротационного компрессора определяем по уравнению (II—26), которое при помощи зависимости $u = \frac{\pi n}{30} R$ и конструктивного соотношения $L = 2R$ можно привести к следующему виду, решив относительно радиуса

$$R = \sqrt{\frac{V_{сек}}{4\lambda u \lambda_{пр}}}.$$

Коэффициент производительности $\lambda_{пр}$ находим по рис. 95 и для заданных исходных данных $\lambda_{пр} = 0{,}63$.

$$R = \sqrt{\frac{0{,}155}{4 \cdot 0{,}11 \cdot 18 \cdot 0{,}63}} = 0{,}177 \text{ м}, \quad R = 177 \text{ мм},$$

а следовательно, $L = 2R = 354$ *мм*.

Тогда, исходя из принятой величины окружной скорости, число оборотов

$$n = \frac{30}{\pi R} = \frac{30 \cdot 18}{3{,}14 \cdot 0{,}177} = 970 \text{ об/мин}.$$

Компрессор может быть соединен непосредственно с асинхронным электродвигателем.

Угол сжатия определяют с помощью уравнения (II—24)

$$\cos\frac{\vartheta_к}{2} = \varepsilon^{-\frac{1}{2m}}.$$

Приняв $\eta_{пол} = 0{,}73$ и $k = 1{,}4$, находим значение m из выражения

$$\frac{m}{m-1} = \frac{k}{k-1} \eta_{пол}, \quad m = 1{,}65.$$

$$\cos\frac{\vartheta_к}{2} = 3^{-\frac{1}{2 \cdot 1{,}65}} = 0{,}655, \quad \vartheta_к = 98°10'.$$

Полный угол сжатия ($\angle AOB$, см. рис. 88)

$$\vartheta_к + \alpha = 98°10' + \frac{360}{12} = 128°10'.$$

Мощность на валу компрессора по формуле (II—32)

$$N_д = \frac{29{,}27 \cdot 293 \cdot 1{,}386 \cdot 575 \cdot 1{,}16}{427 \cdot 860 \cdot 0{,}55} = 39{,}4 \text{ квт},$$

$\eta_{из}$ — изотермический к. п. д. принят по рис. 99 равным 0,55.

РАСЧЕТ КОМПРЕССОРА С КАЧАЮЩИМСЯ РОТОРОМ

При вращении эксцентрика (см. рис. 89) ротор непрерывно почти касается своей образующей внутренней поверхности цилиндра компрессора, отделяя всасывающее отверстие от нагнетательного (практически зазор между ротором и цилиндром равен 0,1—0,15 *мм*). За один оборот вала происходит одновременно с левой стороны ротора всасывание газа, а с правой — сжатие и нагнетание.

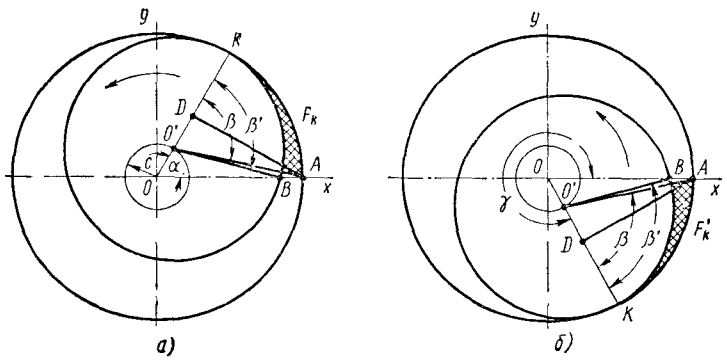


Рис. 101. Схема компрессора с качающимся поршнем при повороте вала:

а — $\alpha \leqslant \pi$; *б* — $\gamma = 2\pi - \alpha$

По принципу сжатия этот тип компрессора, так же как и ротационный с одной пластиной, аналогичен поршневому. Всасывающий клапан здесь отсутствует, всасывающее отверстие перекрывается ротором.

Сжатие газа с левой стороны ротора начнется тогда, когда его образующая перейдет за нижнюю кромку всасывающего отверстия. Нагнетание заканчивается, когда ротор достигнет кромки нагнетательного окна. При дальнейшем движении ротора по образующей цилиндра нагнетательный клапан закрывается и начинается расширение газа из вредного пространства.

Определим зависимость изменения объема цилиндра от угла поворота вала [II—5, II—10, II—11]. На рис. 101 представлена схема кинематики движения ротора. Площадь поперечного сечения всасывающей камеры для первого полуоборота вала α = от 0 до π обозначена $F_к$, а для второго полуоборота α = от π до 2π обозначена $F'_к$ ($\alpha = 0$, когда $O'A$ совпадает с OX).

Введем обозначения: радиус цилиндра $R = OA$, радиус ротора $r = O'B = O'K$, эксцентриситет $c = R - r$.

При повороте вала на угол α (см. рис. 101, *а*) справедливо следующее соотношение:

$$F = F_к + F'_к = \pi (R^2 - r^2). \qquad \text{(II—35)}$$

При $\alpha \leqslant \pi$, т. е. для первого полуоборота ротора, площадь поперечного сечения всасывающей камеры

$$F_к = \text{пл. } AOK - \text{пл. } BO'K - \text{пл. } BOO'.$$

Но, так как $\beta \approx \beta'$, то можно приближенно написать:

$$F_к = \text{пл. } AOK - \text{пл. } BO'K - \text{пл. } AOO',$$

$$\text{пл. } AOK = \frac{1}{2} \alpha R^2,$$

$$\text{пл. } BO'K = \frac{1}{2} \beta r^2,$$

$$\text{пл. } AOO' = \frac{1}{2} OO' \cdot AO \sin\alpha = \frac{1}{2} (R - r) R \sin\alpha.$$

Найдем угол β в зависимости от α:

Из треугольников AOD и AOO' имеем:

$$AD = R \sin\alpha = AO' \sin\beta.$$

Следовательно,

$$\beta = \arcsin \frac{R \sin\alpha}{AO'}. \qquad \text{(II—36)}$$

Из треугольника AOO' следует, что

$$AO' = \sqrt{R^2 + (R - r)^2 - 2R(R - r)\cos\alpha}.$$

Подставляя значение AO' в равенство (II—36), получим:

$$\beta = \arcsin \frac{R \sin\alpha}{\sqrt{R^2 + (R - r)^2 - 2R(R - r)\cos\alpha}}.$$

Тогда

$$\text{пл. } BO'K = \frac{1}{2} r^2 \arcsin \frac{R \sin\alpha}{\sqrt{R^2 + (R - r)^2 - 2R(R - r)\cos\alpha}}.$$

Следовательно,

$$F_к = \frac{1}{2}\left[\alpha R^2 - r^2 \arcsin \frac{R \sin \alpha}{\sqrt{R^2 + (R-r)^2 - 2R(R-r)\cos\alpha}} - (R-r) R \sin \alpha\right]. \quad (II-37)$$

Для второго полуоборота ротора, когда $\gamma = 2\pi - \alpha$ (рис. 101, *б*), $F_к = F - F_к$ при условии, что $F_к$ подсчитано при $\alpha \leqslant \pi$, а при $\alpha = \pi$ $F_к = F_к$.

Очевидно, что закономерность изменения площади поперечного сечения камеры со стороны нагнетания аналогична.

Изменение объема цилиндра компрессора в зависимости от угла поворота вала необходимо для точных расчетов.

Зная расположение всасывающего и нагнетательного отверстий относительно оси шиберной коробки, можно с помощью уравнения (II—37) весьма точно определить теоретический всасываемый объем газа.

Покажем, что теоретический объем цилиндра зависит только от его радиуса.

Воспользуемся для этого уравнением (II—35) и выразим $F_к$ через безразмерные величины

$$F_к = \pi (R^2 - r^2) = \pi (R + r)(R - r) = \pi (R + R - c)(R - R + c) = \pi (2Rc - c^2).$$

Подставив $\frac{c}{\lambda}$ вместо R, получим

$$F_к = \pi c^2 \left(\frac{2}{\lambda} - 1\right),$$

или

$$F_к = \pi R^2 (2\lambda - \lambda^2). \quad (II-38)$$

Следовательно, площадь поперечного сечения цилиндра компрессора при постоянном значении c зависит только от R^2;

$$F_к \approx R^2.$$

Таким образом, теоретический объем всасываемого компрессором газа

$$V_т = F_к \cdot L \cdot n.$$

Для приближенных расчетов можно пользоваться формулой

$$V_т = \pi (R^2 - r^2) Ln \ м^3/мин,$$

где R — радиус цилиндра, *м*;
r — радиус ротора, *м*;
L — длина цилиндра, *м*;
n — число оборотов в минуту.

Действительная производительность компрессора

$$V_д = V_т \lambda_{пр} = \pi (R^2 - r^2) Ln\lambda_{пр} \ м^3/мин, \quad (II-39)$$

или

$$V_д = \pi c^2 Ln \lambda_{пр} \left(\frac{2}{\lambda} - 1\right) \ м^3/мин, \quad (II-40)$$

где $\lambda_{пр}$ — коэффициент производительности компрессора, определяемый опытным путем.

Исследование щелей, аналогичных зазорам этого типа компрессора, а также самого компрессора [II—5] показало, что общий коэффициент производительности с учетом утечек и перетечек газа из нагнетательной стороны во всасывающую зависит от отношения давлений газа и лежит в пределах 0,7—0,85. Соотношения конструктивных размеров в этом компрессоре следующие. Эксцентриситет принимают равным $c = (0{,}11 \div 0{,}15) R$. Следовательно, $\frac{r}{R} = 0{,}89 \div 0{,}85$.

Отношение длины цилиндра к его радиусу принимают равным $\frac{L}{R} = 1{,}5 \div 3$, причем иногда цилиндр машины по длине разделяют перегородкой. Ротор в этом случае состоит также из двух частей, эксцентрики которых смещены друг относительно друга под углом 180° для уравновешивания инерционных сил в механизме движения (см. рис. 115).

Число оборотов этих машин лежит в пределах 500—1000 в минуту.

Мощность на валу компрессора определяется по формуле:

$$N_д = \frac{ART \ln \frac{p_н}{p_{вс}}}{860\eta_{из}} V_д \gamma_в \ квт, \quad (II-41)$$

где $p_н$ — давление нагнетания, *ата*;
$p_{вс}$ — давление всасывания, *ата*;
T — температура всасываемого газа, °К;
$V_д$ — действительная производительность компрессора, $м^3/час$;
$\gamma_в$ — удельный вес газа при всасывании, $кг/м^3$;
$\eta_{из}$ — общий изотермический к. п. д., равный 0,5—0,6;
R — газовая постоянная.

РАСЧЕТ ДВУХРОТОРНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ (типа Рутс)

Двухроторные нагнетатели выполняют двухлопастными и трехлопастными (рис. 102). Равенство угловых скоростей роторов обеспечивается шестернями, размещенными вне цилиндра и связывающими между собой оба вала. Между роторами при их вращении сохраняется зазор 0,1—0,2 *мм*, обеспечиваемый соответствующим

профилем лопастей. Сохранение достаточно малого зазора в любом положении роторов обеспечивается правильным выбором их профиля. Поэтому расчет и построение профиля ротора требуют особой тщательности.

Расчет профиля ротора, а также действующих усилий приведен в литературе [II—7].

Как указывалось, роторы нагнетателей этого типа переносят газ со стороны всасывания на сторону нагнетания. Положение роторов на рис. 102, *а* соответствует моменту всасывания в правую полость цилиндра, а на рис. 102, *б* — в левую полость. Газ, заключенный в заштрихованных полостях, при дальнейшем повороте роторов в указанном стрелками направлении будет перенесен в нагнетательную полость.

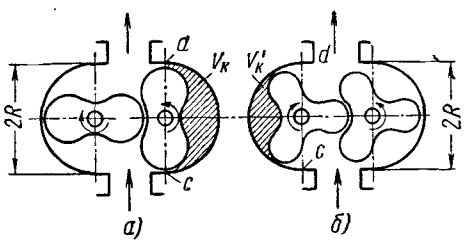


Рис. 102. Схема двухроторного компрессора:
а — двухлопастного; *б* — трехлопастного

В момент соединения полостей $V_к$ и $V_к$ с нагнетательными полостями произойдет сжатие за счет перетечки газа из нагнетательной стороны в эти полости, а затем выталкивание газа в нагнетательную полость до полного полуоборота роторов, т. е. до перемещения точки *c* в положение точки *d*. За полный оборот роторов в нагнетательную полость теоретически будет перенесено газа: в двухлопастном нагнетателе (рис. 101, *а*) четыре порции, т. е. $4V_к$; в трехлопастном нагнетателе (рис. 101, *б*) шесть порций, т. е. $6V_к$.

Следовательно, теоретическая производительность в минуту двухроторных нагнетателей:

а) двухлопастного:

$$V_т = 4f_к Ln, \qquad (II—42)$$

где $f_к$ — площадь поперечного сечения полости $V_к$;
L — длина цилиндра.

Обозначив площадь поперечного сечения ротора F, найдем

$$f_к = \frac{1}{2}(\pi R^2 - F).$$

Если ввести коэффициент K, учитывающий полезное использование площади πR^2, то

$$f_к = \frac{1}{2}\pi R^2 K, \qquad (II—43)$$

тогда

$$V_т = 2\pi R^2 KLn \ м^3/мин.$$

Действительная производительность двухлопастного нагнетателя

$$V_д = 2\pi R^2 LnK\lambda_{пр} \ м^3/мин, \qquad (II—44)$$

где R — радиус цилиндра, *м*;
L — длина цилиндра, *м*;
n — число оборотов в минуту;

б) трехлопастного:

$$V_т = 6f_к Ln.$$

Действительная производительность, учитывая выражение (II—43)

$$V_д = 3\pi R^2 LnK\lambda_{пр} \ м^3/мин. \qquad (II—45)$$

Коэффициент K зависит от формы профиля ротора [II—7]: для двухлопастных 0,53—0,59; трехлопастных 0,49—0,527.

Коэффициент производительности $\lambda_{пр}$ по данным испытаний лежит в пределах 0,65—0,85 [II—7].

Как видно из уравнений (II—44 и 45), двухлопастная машина имеет большие размеры, чем трехлопастная, при одинаковых $V_д$.

Окружную скорость u на периферии роторов принимают равной 20—40 *м/сек*. С повышением окружной скорости увеличивается шум, создаваемый машиной. Поэтому в двухроторных лопастных машинах часто применяют винтовые роторы, снижающие шум до допустимого предела.

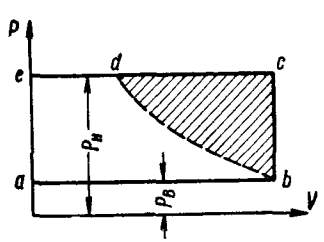


Рис. 103. Теоретическая V, P-диаграмма двухроторных лопастных компрессоров

При выборе отношения длины цилиндра к радиусу исходят из условий, обеспечивающих наименьшие утечки через зазоры. Практикой установлено $\frac{L}{R} = 1{,}6 \div 3$; это соотношение сохраняется для каждой секции многосекционных машин, цилиндр и роторы которых разделены на секции поперечными перегородками.

Теоретическая индикаторная диаграмма двухроторной лопастной машины значительно отличается от индикаторной диаграммы машины, в которой сжатие газа происходит за счет изменения объема цилиндра. На теоретической диаграмме такого типа машин (рис. 103) *ab* — линия всасывания, *bc* — повышение давления газа в цилиндре компрессора в момент соединения его с нагнетательной полостью при условии, если это повышение произошло в бесконечно малый отрезок времени, *ce* — линия выталкивания газа в нагнетательную

По принципу сжатия газа в цилиндре винтовой компрессор аналогичен ротационному пластинчатому. В винтовом компрессоре, так же как и в пластинчатом, конечное давление сжатия в канале до момента соединения его с нагнетателем зависит не от противодавления, а от геометрии роторов и расположения нагнетательного отверстия.

Теоретическая индикаторная диаграмма винтового компрессора аналогична диаграмме пластинчатого. В случае совпадения давления в воздухосборнике $p_н$ с внутренним давлением сжатия p_c диаграмма винтового компрессора аналогична диаграмме поршневого. При $p_c > p_н$ и $p_c < p_н$ в винтовом компрессоре затрачивается больше работы, чем при $p_c = p_н$, на величину, выраженную площадью, в первом случае FCC'' и во втором $-CEC'$ (см. рис. 98).

Следовательно, винтовой компрессор выгодно применять при постоянном давлении в нагнетательном трубопроводе. Тогда при конструировании машины конечное давление сжатия p_c может быть предусмотрено равным $p_н$.

Теоретическая производительность винтового компрессора

$$V_т = F_1 L z_1 n_1 + F_2 L z_2 n_2, \qquad (II—47)$$

где L — длина канала;

F_1 и F_2; z_1 и z_2; n_1 и n_2 — площади поперечного сечения винтовых каналов, их число и число оборотов ведущего и ведомого роторов.

Учитывая, что $z_1 n_1 = z_2 n_2$,

$$V_т = L z_1 n_1 (F_1 + F_2). \qquad (II—48)$$

Если все конструктивные величины представить в безразмерном виде, т. е. отнести их к диаметрам начальных окружностей роторов, то после определения значений F_1 и F_2 и соответствующих преобразований получим общую формулу теоретической производительности для всех видов винтовых компрессоров [II—8]:

$$V_т = n_1 \lambda d_{н1}^3 \{0{,}785 [(1 + h_{01})^2 - (1 - h_{02} i)^2] - z_1 k\}. \qquad (II—49)$$

Здесь (обозначения см. рис. 106),

$\lambda = \frac{L}{d_{н1}}$ — относительная длина канала;

$h_{01} = \frac{h_1}{r_{н1}} = \frac{2\rho_1}{d_{н1}}$ — относительная высота зубца ведущего ротора (h_1 — высота зубца);

$h_{02} = \frac{h_2}{r_{н1}} = \frac{2\rho_2}{d_{н2}}$ — относительная высота зубца ведомого ротора (h_2 — высота зубца);

$i = \frac{r_{н2}}{r_{н1}}$ — передаточное число.

Коэффициент k для разных типов профилей зубца по данным Саваренского С. С. [II—8] зависит от h_{01} и i и колеблется в широких пределах.

Винтовые компрессоры имеют весьма высокие коэффициенты полезного действия. Как видно из рис. 107, адиабатический и объемный к. п. д. достигают очень высоких значений и зависят от отношения давлений и числа оборотов.

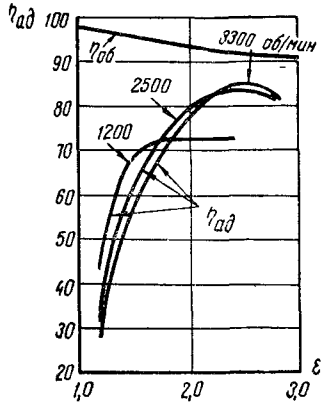


Рис. 107. Зависимость $\eta_{ад}$ и $\eta_{об}$ винтового компрессора от отношения давлений и числа оборотов

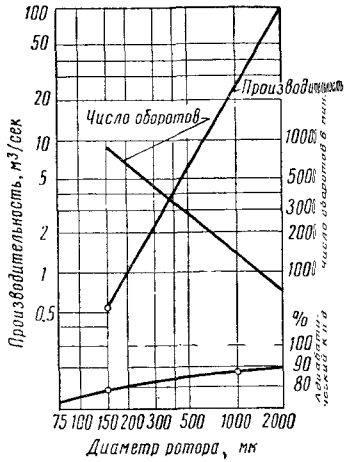


Рис. 108. Зависимости между производительностью, адиабатическим к.п.д., диаметром ротора и числом оборотов

Действительная производительность винтового компрессора

$$V_д = V_т \cdot \lambda_{пр}. \qquad (II—50)$$

Коэффициент производительности $\lambda_{пр}$ (с учетом перетечек газа через неплотности в роторах) для этих компрессоров по опытным данным колеблется в пределах 0,85—0,92 [II—8, II—9].

Основные размеры винтового компрессора определяют по заданной действительной производительности и установленным практикой конструирования винтовых компрессоров безразмерным величинам λ, h_{01}, h_{02} и i [II—8].

Для предварительного ориентировочного расчета можно пользоваться рис. 108 [II—4].

НЕКОТОРЫЕ ВЫПОЛНЕННЫЕ КОНСТРУКЦИИ РОТАЦИОННЫХ КОМПРЕССОРОВ

Конструкции ротационных машин, применяемых в качестве нагнетателей, компрессоров и вакуум-насосов, разнообразны.

Рассмотрим некоторые из них, наиболее часто встречающиеся в промышленности.

Пластинчатые компрессоры. Для малой производительности (до 1—2 $м^3/мин$, редко до 6—7 $м^3/мин$) и небольшого конечного

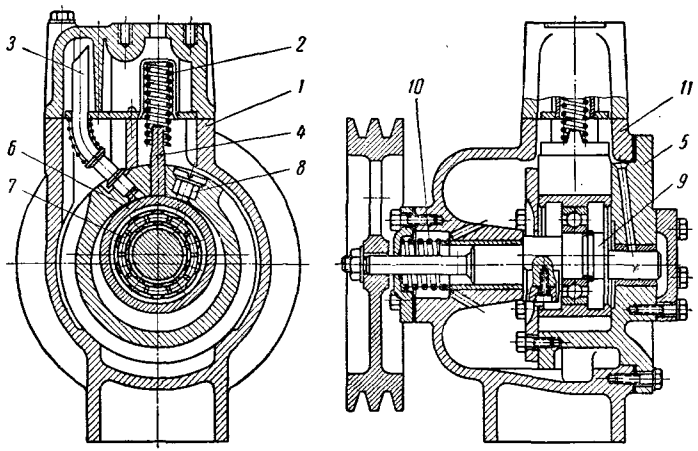


Рис. 109. Ротационный фреоновый компрессор:

1 — корпус, *2* — пружина лопасти, *3* — всасывающая трубка, *4* — лопасть ротора, *5* — цилиндр, *6* — ротор, *7* — шариковый подшипник, *8* — нагнетательный клапан, *9* — эксцентриковый вал, *10* — сальник, *11* — корпус компрессора

давления (до 2 *ати*) ротационные пластинчатые компрессоры обычно выполняют с небольшим числом пластин (до четырех).

Конструктивно такие машины весьма просты. Ротор и вал выполняют из цельной стальной поковки. Цилиндр не имеет внутренних проточек. Однако в этих конструкциях, вследствие значительного перепада давлений в соседних камерах, происходят большие потери от перетечек газа.

Конструкция однопластинчатого ротационного компрессора небольшой производительности показана на рис. 109. При вращении вала ротор как бы катится по внутренней поверхности цилиндра. Когда ротор переместится за всасывающее отверстие, в цилиндр поступает газ из всасывающего трубопровода. В это время в правой части цилиндра происходит сжатие.

Конструктивной особенностью машины является отсутствие уплотнений в торцовых частях ротора и устройство нагнетательного клапана. Ротор с шарикоподшипником насажен на эксцентриковый вал. Пластина прижимается к ротору пружиной. Чугунная пластина скользит непосредственно по поверхности стального ротора.

В двухпластинчатом компрессоре небольшой производительности (рис. 110) ротор и вал изготовлены из одной поковки. Ротор имеет сквозной паз, в который вставлены две пластины с пружиной между ними. Компрессор снабжен нагнетательным клапаном.

Нередко наружная кромка пластины, скользящая по поверхности цилиндра, имеет специальный округленный профиль с завалом в сторону движения пластины. При таком профиле пластина не срезает масляную пленку с поверхности цилиндра, что исключает сухое трение и препятствует перетеканию газа из одной камеры в другую.

Для трущихся частей применяют капельные масленки или масло попадает в цилиндр со всасываемым газом. Если же компрессор предназначен для сжатия газа, утечка которого недопустима, то применяют принудительную систему смазки. Ее используют также для двухступенчатых компрессоров, так как давление газа в цилиндре второй ступени выше атмосферного.

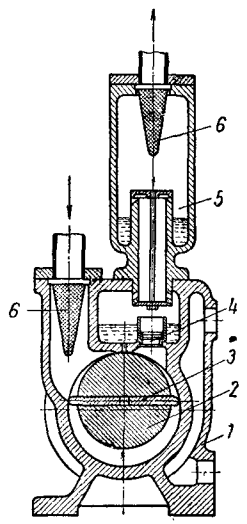


Рис. 110. Разрез двухпластинчатого ротационного компрессора:

1 — цилиндр, *2* — ротор, *3* — пластина, *4* — нагнетательный клапан, *5* — маслоотделитель, *6*—фильтр

Многопластинчатый одноступенчатый компрессор большой производительности с конечным давлением 4—5 *ата* (рис. 111) снабжен разгрузочными кольцами *6* и торцовыми уплотнениями *2*. Пластины под действием центробежных сил прижимаются наружными кромками к разгрузочным кольцам, внутренний диаметр которых несколько меньше диаметра цилиндра. Разгрузочные кольца свободно вращаются в корпусе, увлекаемые силой трения движущихся пластин. Внешние кромки пластин не касаются внутренней поверхности цилиндра, чем исключается трение пластин о цилиндр. Для того чтобы разгрузочные кольца не испытывали односторонне направленного давления от сжатого газа в области нагнетания, на наружной поверхности колец делают проточки, которые в процессе работы машины заполняются маслом. Сжимаемый газ через отверстия в кольцах создает давление масла в этих углублениях, равное давлению газа, благодаря чему они уравновешиваются. При уст-

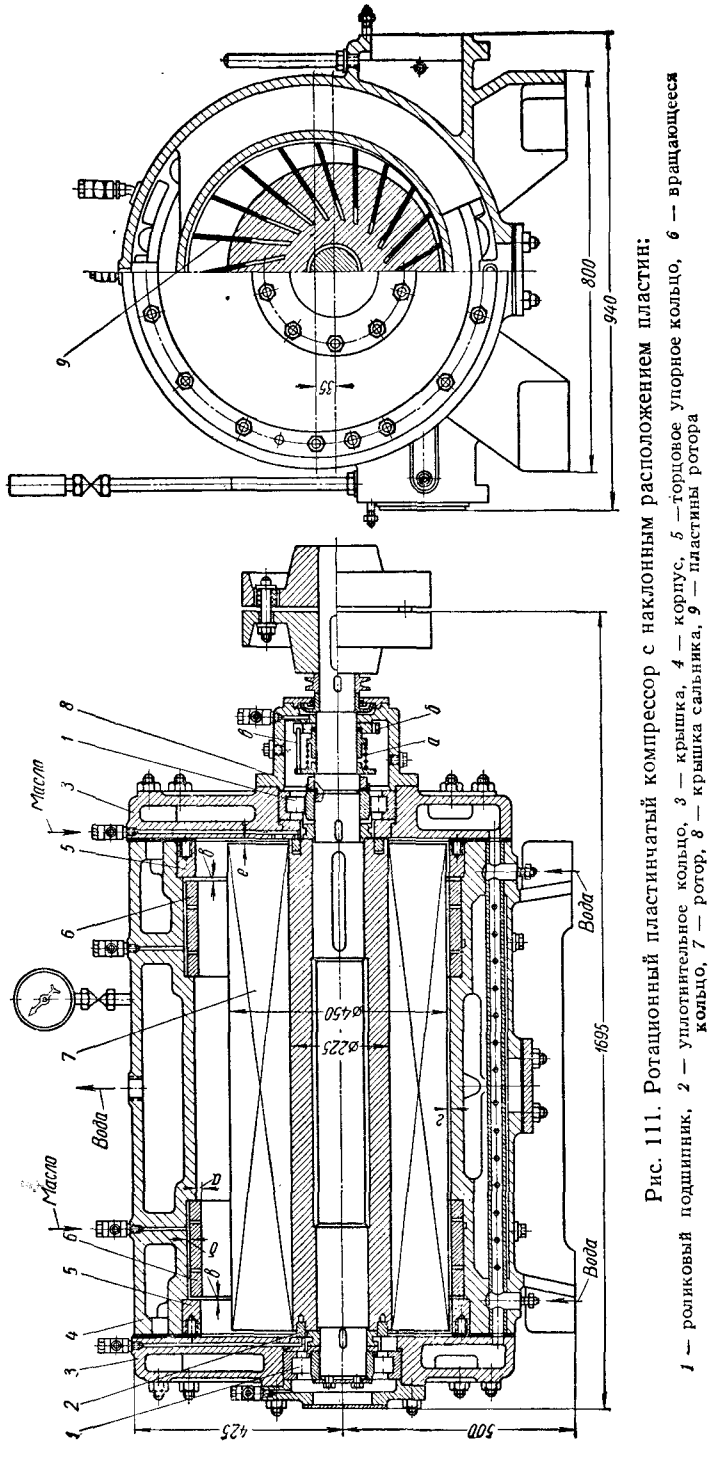


Рис. 111. Ротационный пластинчатый компрессор с наклонным расположением пластин:
1 — роликовый подшипник, *2* — уплотнительное кольцо, *3* — крышка, *4* — корпус, *5* — торцовое упорное кольцо, *6* — вращающееся кольцо, *7* — ротор, *8* — крышка сальника, *9* — пластины ротора

ройстве вращающихся разгрузочных колец значительно уменьшаются потери трения также потому, что величина относительной скорости движения наружных кромок пластин и кольца незначительна. Окружная скорость на конце каждой пластины изменяется в зависимости от расстояния ее наружной кромки до центра ротора. Минимальная окружная скорость при расстоянии, равном r, и максимальная — при $R + c$.

Скорости вращения пластин и колец различны. На одной половине кольца происходит проскальзывание пластин по кольцу, на другой — проскальзывание кольца по пластинам. Но, учитывая, что относительная скорость движения пластины по внутреннему диаметру колец значительно меньше скорости движения пластин относительно цилиндра, трение пластин о разгрузочные кольца будет весьма малым. Общие потери, вызываемые трением пластин, в машинах с разгрузочными кольцами значительно меньше, чем в машинах без колец.

Материалом пластины служит сталь, дюраль, пластмасса. Стальные пластины после термической обработки шлифуют. Толщина стальных пластин 1—3 *мм*, пластмассовых 6—12 *мм*. Чтобы избежать больших перетечек газа через зазоры между крышками корпуса и торцовыми кромками пластин, а также излишнего трения в торцовых частях машины, необходимо соблюдать зазоры, обусловленные тепловым расширением пластин, ротора и цилиндра.

Температуру пластин и ротора в работающем компрессоре приближенно полагают равной $\frac{2}{3}$ конечной температуры при адиабатическом сжатии [II—3]. Температура стенки цилиндра вследствие водяного охлаждения мало отличается от температуры всасываемого воздуха.

Исходя из этого, первоначальные торцовые зазоры между пластинами (или ротором) и крышками (на обе стороны) принимаются

$$\xi = \frac{2}{3}\alpha_1 L t_{ад} + S \text{ мм},$$

где α_1 — коэффициент линейного расширения материала пластины (или ротора);
L — длина пластины, *мм*;
$t_{ад}$ — температура конца адиабатического сжатия газа, °С;
S — толщина масляной пленки, *мм* (0,1—0,2 *мм*).

Зазор между ротором и цилиндром в месте их наибольшего сближения

$$\xi_1 = \frac{2}{3}\alpha_1 r t_{ад} + S \text{ мм},$$

где r — радиус ротора, *мм*.

Чтобы предотвратить утечки газа через зазоры между крышками и торцами ротора, применяют специальные уплотнения из чугунных уплотняющих колец, поршневых колец, направляющих пальцев и пружин (по четыре на каждое уплотняющее кольцо). К уплотняющим кольцам подводится смазка из капельных масленок или принудительно (см. рис. 111).

Вал уплотнен посредством притертой пары. Уплотняющее кольцо *б*, тщательно притертое к поверхности крышки сальника *8*, прижимается к крышке пружиной *а*. Кольцо *б* вращается вместе с валом ротора. Вращение обеспечивается поводками *в*, жестко соединенными с буксой, укрепленной на валу. Уплотнение в месте соприкосновения кольца с валом создается манжетой из специальной резины, которая поджимается пружиной. Поверхность соприкосновения вращающегося кольца с неподвижной крышкой сальника непрерывно смазывается маслом из капельной масленки или принудительно. В пластинчатых компрессорах обычно применяются шариковые или роликовые подшипники.

Корпус компрессора и торцовые крышки имеют водяное охлаждение. Вода из корпуса машины в крышки поступает по специальным отверстиям в крышках (см. рис. 111). Если компрессор предназначен для сжатия воздуха до небольшого конечного давления (воздуходувки), смазку машины осуществляют посредством капельных масленок.

Необходимые монтажные зазоры в компрессоре (см. рис. 111) рекомендуются сумским заводом им. Фрунзе следующие:

разность внутренних радиусов цилиндра и вращающихся колец $a = 0{,}0035R \div 0{,}004R$. Радиальный зазор между вращающимся кольцом и цилиндром $\delta = 0{,}003R \div 0{,}004R$. Зазор между вращающимся кольцом и поршневым упорным кольцом $b = 0{,}002R \div 0{,}003R$. Зазор между ротором и цилиндром в нижней точке $r = 0{,}002R \div 0{,}0025R$.

Тепловой зазор на расширение ротора $e = 0{,}007R$. Зазоры *а*, *б*, *в* и *г* обеспечиваются соответствующей точностью изготовления деталей. Зазор же *е* достигается при сборке с помощью прокладок между цилиндром и крышками.

Двухступенчатый ротационный пластинчатый компрессор большой производительности с конечным давлением до 8 *ата* показан на рис. 112. II ступень отличается от I ступени только длиной цилиндра. Во всем остальном они аналогичны.

Для охлаждения газа после I ступени применяют холодильник с водяным охлаждением.

Валы I и II ступеней, а также компрессор с электродвигателем соединяются через упругие муфты. Эти муфты рекомендуется снабжать предохранительными устройствами, разобщающими ком-

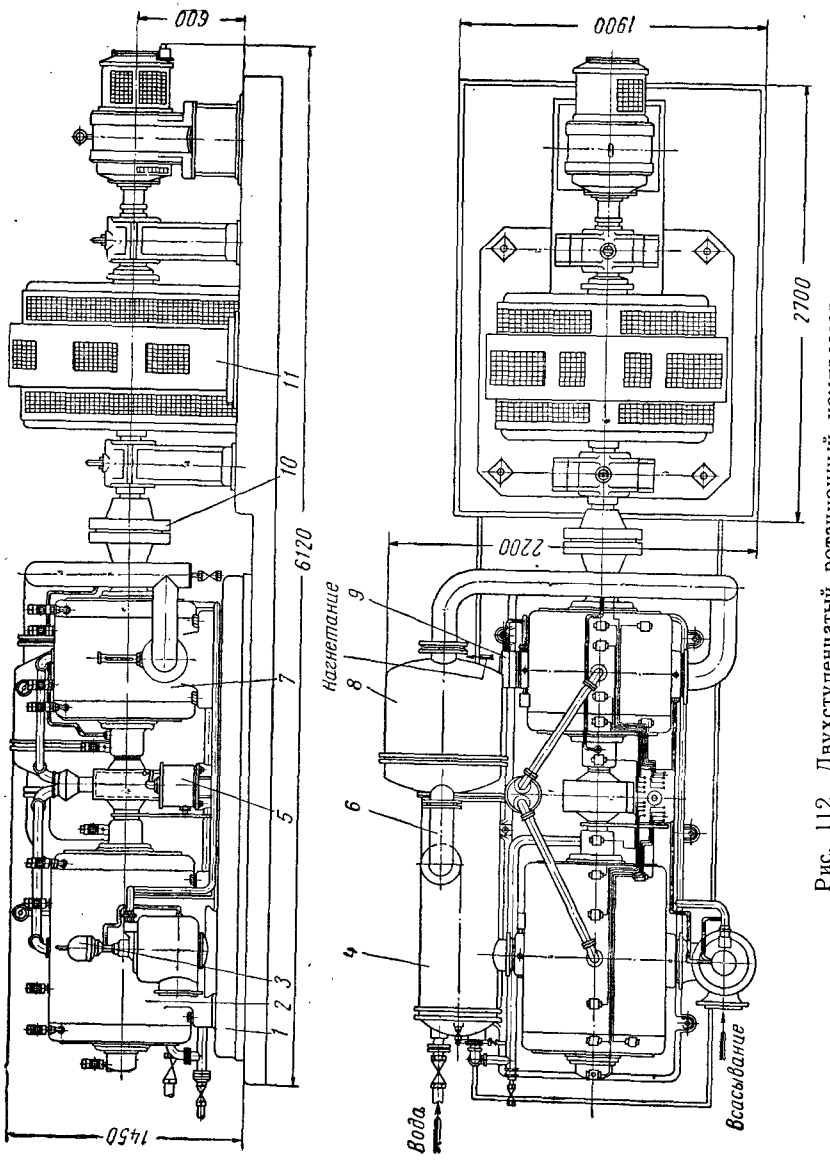


Рис. 112. Двухступенчатый ротационный компрессор:
1 — фундаментная плита, *2* — компрессор (I ступень), *3* — регулятор, *4* — холодильник, *5* — масляный насос, *6* — коммуникация, *7* — компрессор (II ступень), *8* — отделитель конденсата, *9* — обратный клапан, *10* — соединительная муфта, *11* — электромотор

Ротор, двигаясь по часовой стрелке, сжимает воздух или газ, находящийся в цилиндре, с левой стороны. В это время в образовавшееся с правой стороны ротора пространство через отверстие в шибере всасывается воздух или газ из всасывающей камеры. Сжатый воздух или газ в левой стороне ротора выталкивается через нагнетательный клапан в трубопровод.

Во второй камере совершается такой же рабочий цикл, как и в первой, но с отставанием или опережением на 180°.

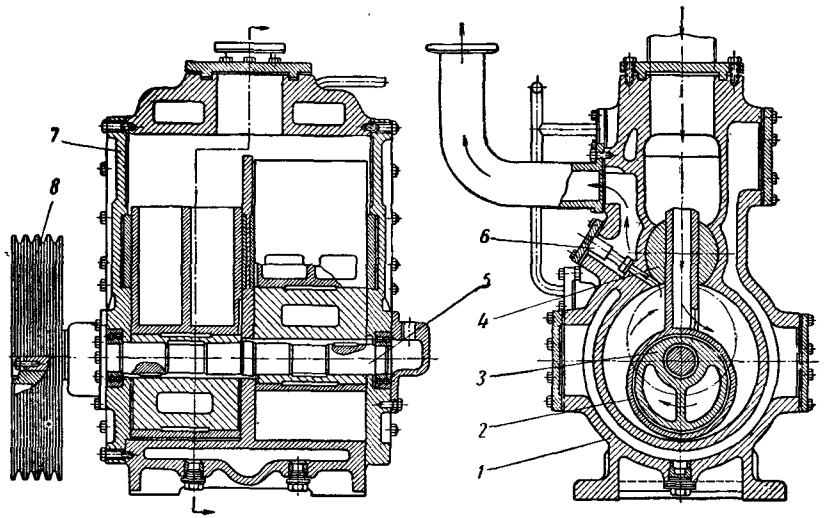


Рис. 115. Ротационный вакуум-насос с качающимся ротором:
1 — корпус, *2* — ротор с шибером, *3* — эксцентрик, *4* — направляющие шибера, *5* — вал, *6* — нагнетательный клапан, *7* — крышка, *8* — шкив

Стенки корпуса имеют водяную охлаждающую рубашку.

В роторных камерах непосредственно у направляющей расположены клапанные камеры, в которых на тщательно отшлифованных плоскостях монтируются нагнетательные клапаны (по одному на каждую камеру).

Двухроторные нагнетатели. Двухроторный двухлопастной двухсекционный нагнетатель (типа Рутс), предназначенный для наддува двигателей внутреннего сгорания, показан на рис. 116. Чугунный корпус машины имеет продольный разъем по осям роторов. Это упрощает отливку корпуса и последующую обработку и сборку. Корпус разделен на две секции перегородкой. Каждая из половин корпуса собирается из нескольких частей: собственно цилиндр, расточенный под роторы, две торцовые и одна промежуточная стенки

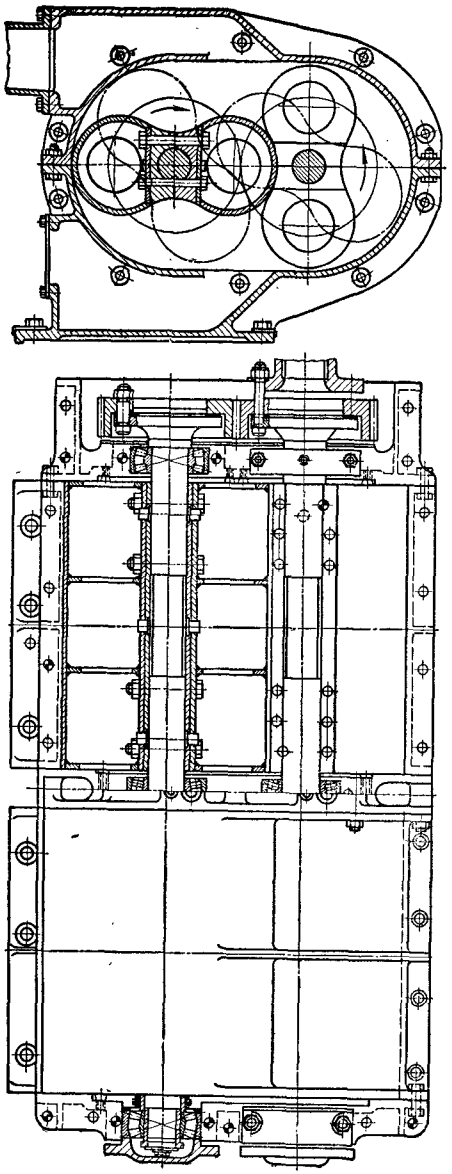


Рис. 116. Двухроторный двухлопастной двухсекционный нагнетатель

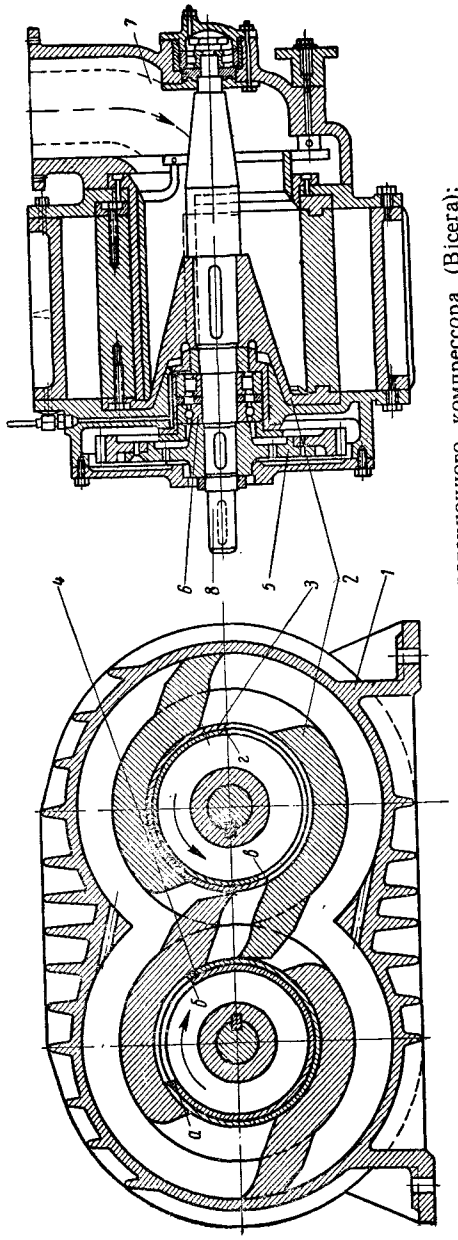


Рис. 118. Конструкция двухроторного ротационного компрессора (Bicera):
1 — корпус, *2* — роторы, *3* — втулка со всасывающим окном, *4* — втулка с нагнетательным окном, *5* — шестерня, *6* — подшипник, *7* — всасывающая коробка, *8* — вал

вание газа в цилиндры еще не закончилось. В верхней же части цилиндров происходит сжатие газа, так как объем нагнетательной части цилиндров при последующем повороте роторов будет уменьшаться.

Сжатие газа в верхней части цилиндров происходит до тех пор, пока не откроется нагнетательное окно.

Всасывание газа в нижнюю часть правого цилиндра будет закончено тогда, когда ведущий ротор своей выступающей лопастью перекроет отверстия в нижней части цилиндров. Соответственно в левую часть цилиндра всасывание газа прекращается, когда ротор левого цилиндра своей лопастью перекроет те же отверстия. Выталкивание газа заканчивается после перекрытия нагнетательного окна ведомым ротором.

За один оборот роторов совершается в обоих цилиндрах полный цикл: всасывание — сжатие — нагнетание.

Роторы при вращении не касаются своими лопастями стенок цилиндров и друг друга. Между лопастями роторов и стенками цилиндров, а также и между роторами предусмотрены небольшие зазоры, заполненные масляной пленкой.

Для уменьшения момента инерции роторов необходимо, чтобы вес лопастей был минимальным. Это достигается изготовлением лопастей из алюминия и его сплавов.

Для компактности машины подшипники на стороне шестеренчатой связи роторов размещены в конусном углублении диска, связанного с валом шпоночным соединением. Наружные подшипники вмонтированы в корпус всасывающей и нагнетательной камер. Для регулировки положения кромки *г* всасывающего окна предусмотрено специальное устройство во всасывающей коробке.

Смазка внутренних подшипников осуществляется маслом через маслопровод в торцовой крышке. Масло из подшипников стекает в коробку шестеренчатой передачи. Наружный подшипник смазывается густой смазкой.

РЕГУЛИРОВАНИЕ И ПРИВОД РОТАЦИОННЫХ КОМПРЕССОРОВ

Производительность ротационных компрессоров регулируют следующими способами:

1) плавное регулирование: а) изменением числа оборотов, б) перепуском воздуха или газа со стороны нагнетания на сторону всасывания, в) дросселированием газа на всасывающей линии дроссельной заслонкой;

2) прерывистое регулирование: периодическим включением и выключением электродвигателя компрессора для поддержания постоянного заданного давления в газосборнике.

Изменение числа оборотов ротационных компрессоров допускается лишь в определенных пределах. Для пластинчатых компрессоров диапазон регулирования числа оборотов определяется минимально допустимой и максимально возможной окружной скоростью на внешней кромке пластины.

Допускаемый нижний предел числа оборотов составляет около 0,4—0,5 от максимального.

Изменение числа оборотов у других видов ротационных компрессоров допускается также в ограниченных пределах в связи с тем, что с понижением числа оборотов увеличиваются объемные потери.

Регулирование производительности изменением числа оборотов машины наиболее экономично, но связано со сложностью системы электропривода. В связи с этим его применяют редко.

Регулирование производительности перепуском газа со стороны нагнетания на сторону всасывания и дросселированием на линии всасывания применяют при небольших пределах регулирования. Этот способ неэкономичен, так как удельный расход энергии увеличивается по мере снижения потребления воздуха из воздухосборника.

При регулировании перепуском газа со стороны нагнетания на сторону всасывания полезный расход газа из газосборника составляет разность между сжимаемым в компрессоре количеством газа и перепускаемым со стороны нагнетания на сторону всасывания. Мощность же на валу компрессора — максимальная. Следовательно, удельная мощность увеличивается с уменьшением полезного расхода газа.

При дросселировании газа на всасывании производительность компрессора, при постоянной температуре воздуха, изменяется пропорционально изменению давления после дросселирования, а потребляемая мощность (при $p_н = \text{const}$) пропорциональна отношению $\frac{\ln p_н/p_0'}{\ln p_н/p_0}$ (p_0 — перед дроссельной заслонкой, p_0' — после дроссельной заслонки, $p_н$ — нагнетания).

Этот способ экономичнее регулирования перепуском газа. Затрачиваемая энергия на 1 $м^3$ потребляемого газа будет меньше, чем в предыдущем случае.

Прерывистый способ регулирования проще в исполнении и более экономичен. Он наиболее целесообразен для регулирования производительности ротационных компрессоров, которые обладают небольшим моментом инерции вращающихся частей, что благоприятно для работы электропривода.

В установках с большим числом компрессоров при значительном колебании расхода воздуха целесообразно все машины разделить на две группы. Одна из этих групп работает непрерывно с постоянной производительностью, соответствующей минимальному расходу. Другая — с регулировкой производительности, включается в период увеличения расхода от минимального до максимального. Система регулирования второй группы машин может быть различная, в зависимости от степени колебания расхода.

Системы регулирования при автоматическом управлении в большинстве случаев действуют в зависимости от давления в воздухосборнике. Импульсом является разность давлений $\Delta p = p_{max} - p_{min}$ в воздухосборнике. Минимальное давление p_{min} в воздухосборнике соответствует рабочему давлению в системе за воздухосборником. Максимальное давление в воздухосборнике p_{max} обусловливается системой регулирования (а не потребителем).

Разность Δp должна быть по возможности малой, так как с ее увеличением растет расход энергии на сжатие воздуха. Однако при чрезмерно малой разности давлений потребуется очень большой объем воздухосборника. Обычно для поршневых машин принимают $\Delta p = 0{,}4 \div 1{,}5$ $кг/см^2$. Для ротационных компрессоров и разветвленных сетей воздухопроводов и при наличии больших ресиверов выбирают меньшее значение Δp.

В системах регулирования перепуском воздуха (или газа) со стороны нагнетания во всасывающую линию применяют регулирующие вентили, автоматически действующие при изменении давления в воздухосборнике. При понижении давления в воздухосборнике регулирующий вентиль прикрывается, а при повышении — открывается. При регулировании дросселированием газа на всасывающей линии действие дроссельной заслонки иное по сравнению с регулирующим вентилем: при понижении давления в воздухосборнике заслонка открывается, а при повышении — прикрывается.

Испытание ротационных компрессоров производят в соответствии с правилами и нормами по испытанию поршневых компрессоров.

В качестве привода ротационных компрессоров обычно используют электродвигатели трехфазного переменного тока, асинхронные короткозамкнутые. Соединение компрессора с электродвигателем непосредственное, через соединительную муфту.

Для крупных компрессоров со сравнительно небольшим числом оборотов применяют синхронные электродвигатели.

В особых случаях в качестве привода используют двигатели внутреннего сгорания.

Глава III

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ТЕОРИИ ДВИЖЕНИЯ ГАЗОВ И ПАРОВ (ГАЗОДИНАМИКА)

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И УРАВНЕНИЯ

Распространение уравнений физики и термодинамики на движение элементарных частиц газов и паров

В предшествующих главах, посвященных теории поршневых и ротационных компрессоров, применялись различные законы и уравнения физики, а также термодинамики газов и паров. Эти уравнения были получены в предположении, что масса газа, заключенная в объеме V, имеет во всех точках одинаковые давления p и температуру T, которые при том или ином физическом процессе изменяются одинаково. Это возможно только в случае, когда внешние действующие на эту массу силы равномерно распределены и частицы газа не имеют взаимного перемещения в начале процесса, т. е. при условии поступательного движения всей массы газа или пара как твердого тела. Тогда в любой момент времени давления, температуры и скорости всех частиц газа равны, т. е. будет существовать равномерное и одинаково изменяющееся во времени поле скоростей, давлений и температуры.

Рассмотрим, как эти условия удовлетворяются в процессах работы различных компрессоров, в первую очередь поршневых и ротационных. В поршневом компрессоре газ сжимается давлением движущегося поршня на массу, заключенную в переменном объеме цилиндра. Внешние силы действуют непосредственно на частицы газа, соприкасающиеся с поверхностью поршня, а затем давление передается остальным частицам. Следовательно, на частицы газа в каждый момент действуют неодинаковые силы давления, у поверхности поршня они больше, чем у крышки цилиндра. Отсюда следует, что условие равномерного распределения давлений по массе газа в данный момент не соблюдается.

Определим, насколько быстро передается давление в массе сжимаемого газа от рабочей поверхности поршня к крышке цилиндра.

Из физики известно, что давления и другие механические импульсы передаются со скоростью звука [III—1], которая в газах пропорциональна квадратному корню из абсолютной температуры и зависит от физических констант газа. При нормальной температуре (20°C) скорости звука (в *м/сек*) следующие:

Воздух	342	Аргон Ar	317
Азот N_2	348	Окись углерода CO	348
Кислород O_2	326	Углекислота CO_2	268
Водород H_2	1320	Аммиак NH_3	430
Гелий He	1004	Метан CH_4	445

Следовательно, при нормальных условиях скорости звука в газах значительно больше скоростей перемещения поршня.

Давления в сжимаемом газе будут выравниваться очень быстро по сравнению с его перемещением. Практически можно считать, что процесс сжатия в цилиндре компрессора происходит при равномерном распределении давлений во всей массе газа, поэтому внутренним движением газовых частиц пренебрегают. Таким образом, применение формул физики и термодинамики для процессов сжатия в поршневых компрессорах практически вполне оправдано. В ротационных компрессорах, вследствие вращательного движения, скорости отдельных частиц сжимаемого газа разные, а скорости роторных элементов в 2—3 раза больше скоростей поршня. Несмотря на это для них сохраняются те же формулы: скорости выравнивания давления по сравнению со скоростями внутреннего движения сжимаемой газовой массы велики; неравенство давлений вследствие разных центробежных сил, действующих на частицы газа, мало и в конце процесса давления быстро выравнивается.

Как будет показано ниже, при сжатии газа в центробежных и осевых компрессорах скорости движения частиц и их разности в различных точках газового потока будут значительно выше, чем в поршневых компрессорах. Следовательно, здесь нельзя считать, что процесс сжатия происходит при одинаковом распределении основных физических параметров, а необходимо рассматривать изменение этих величин в отдельных точках газового потока при повышении давления.

Приведенные ранее законы нельзя применять ко всему газу, находящемуся в данный момент в машине или в ее отдельных частях. Однако они сохраняют свою силу применительно к частицам потока, внутри которых распределение физико-механических параметров практически можно считать равномерным. Чем меньше объем ΔV массы, тем точнее можно определить значения соответствующих параметров в данной точке газа. В пределе, при $\Delta V \to 0$, они будут отвечать физическим параметрам в данной точке газового потока.

Применим этот метод предельного перехода к основным термодинамическим уравнениям. Пусть в данный момент времени элементарная масса газа имеет объем ΔV и вес ΔG. Уравнение состояния

$$p\Delta V = \Delta G R T,$$

где p и T — давление и температура в центральной точке объема ΔV.

Разделим обе части уравнения на ΔV и перейдем к пределу при $\Delta V \to 0$. Отношение $\frac{\Delta G}{\Delta V}$, выражающее средний удельный вес рассматриваемого элемента газа, стремится к пределу

$$\gamma = \lim_{\Delta V \to 0} \frac{\Delta G}{\Delta V}, \qquad \text{(III—1)}$$

который представляет значение удельного веса в данной точке газового потока в данный момент времени, т. е. в общем случае будет функцией координат и времени, так же как давление p и температура T.

При таком определении удельного веса в точке после предельного перехода получим

$$p = RT\gamma, \qquad \text{(III—2)}$$

что совпадает с формулой Клапейрона, отнесенной к единице объема газа. Только здесь p, T и γ будут изменяться от точки к точке в потоке газа, а в данной точке — с течением времени.

Тот же метод применим и к газам, подчиняющимся более сложным уравнениям состояния, если выражать эти уравнения в удельных весах или объемах и параметры p, T и γ или v считать как функции координат и времени.

В качестве второго примера предельного перехода рассмотрим уравнение первого закона термодинамики. Обозначим подведенное количество тепла за время dt к элементарному объему ΔV с весом ΔG через $d(\Delta Q)$, а соответствующую энтальпию ΔI. Тогда уравнение первого закона

$$d(\Delta Q) = d(\Delta I) - A dp(\Delta V).$$

Разделив члены этого равенства на ΔG, которое можно подвести под знак дифференциала, так как в пределе рассматривается одна и та же частица газового потока, получим

$$d\left(\frac{\Delta Q}{\Delta G}\right) = d\left(\frac{\Delta I}{\Delta G}\right) - A dp\left(\frac{\Delta V}{\Delta G}\right).$$

Это равенство при $\Delta V \to 0$ и, значит, при $\Delta G \to 0$ в пределе [III—1,2] дает:

$$dq = di - A v dp, \qquad \text{(III—3)}$$

где dq — удельное количество тепла, подведенное за время dt к рассматриваемой частице газа;

i — удельная энтальпия этой частицы в данный момент времени.

Обе величины зависят от координат и времени и определяются равенствами

$$dq = \lim_{\Delta G \to 0} d\left(\frac{\Delta Q}{\Delta G}\right); \quad i = \lim_{\Delta G \to 0} \frac{\Delta I}{\Delta G}. \qquad \text{(III—4)}$$

Из уравнения (III—3) следует, что и в этом примере уравнения термодинамики в удельных величинах сохраняются, но сами величины относятся не к конечной массе газа, а к элементарной частице газового потока и являются функцией координат и времени.

Из приведенных примеров видно, что основные уравнения физики и термодинамики газов и перегретых паров остаются справедливыми и для потоков, если их представлять в удельных величинах, отнесенных к единице веса; значения этих величин и других физических параметров меняются от точки к точке в потоке, а также с течением времени.

Уравнения динамики при струйном движении газов и паров

Для вывода основных зависимостей движения струи газов и паров, на основе которого далее исследуются процессы сжатия в центробежных и осевых компрессорах, будем исходить из представления струйки газа или пара как такого потока, в котором все основные физико-механические параметры зависят только от криволинейной координаты этой струйки s (рис. 119) и времени. В любом поперечном сечении струйки F изменением названных параметров можно пренебречь и вычислять их значение в точке M пересечения этого сечения с криволинейной осью струйки.

При этих предположениях основные уравнения движения элементарной газовой массы, в пределе отвечающей одной и той же частице газа, получим из основных уравнений движения Ньютона изложенным методом предельного перехода. Из механики известно, что по второму закону Ньютона произведение массы элемента на вектор его ускорения $\vec{j}$ по величине и направлению равняется главному вектору всех внешних сил, действующих на этот элемент. В рассматриваемых условиях силы, действующие на элемент,

состоят из сил тяжести, давления и трения о среду, окружающую элемент.

Сила тяжести направлена вертикально вниз (см. рис. 119) и равна произведению удельного веса элемента γ на его объем ΔV.

Главный вектор сил давления на поверхность элемента равняется геометрической сумме всех сил давления, действующих на отдельные грани поверхности. Эти отдельные силы по свойству давления, известному из гидравлики, равны произведению площадей отдельных граней на величину действующего на них давления и направлены внутрь объема ΔV перпендикулярно к граням. Очевидно, проекции главного вектора сил давлений на касательную Δs к криволинейной оси будут равны разности (см. рис. 119).

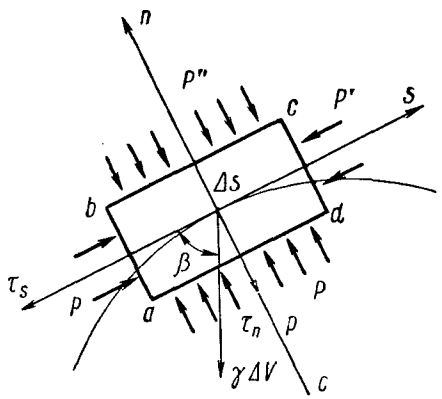


Рис. 119. К определению сил, действующих на элементарную частицу в потоке

$$-(p'-p)F=-\frac{\partial p}{\partial s}F\Delta s=-\frac{\partial p}{\partial s}\Delta V,$$

так как $F\Delta s$ — объем элемента, а разность давлений в сечениях F и F' всегда можно с точностью до бесконечно малых второго порядка выразить через производную по формуле Лагранжа, известной из дифференциального исчисления.

Проекцию главного вектора сил трения на направление s можно представить напряжением трения по этому направлению τ_s, умноженному на боковую поверхность объема ΔV, которая равна периметру нормального сечения F на длину Δs.

Обозначая этот периметр через χ_s, получим выражение для проекции главного вектора сил трения на касательную Δs

$$\tau_s\chi_s\Delta s=\tau_s\frac{\chi_s}{F}F\Delta s=\frac{4\tau_s}{D_s}\Delta V,$$

где D_s — эквивалентный диаметр сечения F, равный, как известно из курса гидравлики, учетверенному отношению сечения к его периметру, т. е.

$$D_s=\frac{4F}{\chi_s}. \qquad \text{(III—5)}$$

Проекция вектора ускорения на касательную равна производной величины скорости c по времени, т. е.

$$j_s=\frac{dc}{dt}. \qquad \text{(III—6)}$$

Тогда движение рассматриваемого элемента в проекциях на касательную можно выразить уравнением

$$\frac{\gamma\Delta V}{g}\cdot\frac{dc}{dt}=-\gamma\Delta V\cos\beta-\frac{\partial p}{\partial s}\Delta V-\frac{4\tau_s}{D_s}\Delta V,$$

где g — ускорение свободного падения;

β — угол между вертикалью и касательной Δs.

Разделив все члены этого уравнения на $\gamma\Delta V$, т. е. на вес элемента, и перейдя к пределу при $\Delta V\to 0$, получим уравнение движения частицы M в проекциях на касательную к траектории частицы или к криволинейной оси струйки

$$\frac{1}{g}\frac{dc}{dt}=-\cos\beta-\frac{1}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial s}-\frac{4\tau_s}{D_s\gamma}. \qquad \text{(III—7)}$$

Из этого уравнения следует, что при движении струи газа изменение скоростей его частиц может происходить под действием силы тяжести, газодинамического давления и трения. Очевидно, сила тяжести не может дать ускорения большего, чем $g = 9{,}81$ *м/сек*^{2}. Газодинамическое давление будет создавать ускорение положительное при уменьшении p в направлении движения и отрицательное — при увеличении его. Сила трения при рассмотрении струй газа, ограниченных неподвижными стенками, всегда будет тормозить движение. Ускорение или торможение от давления увеличивается с возрастанием при остальных равных условиях абсолютной величины производной давления по криволинейной координате. В газовых потоках центробежных и осевых компрессоров ускорение сил давления значительно больше g. Поэтому в уравнении (III—7) можно пренебречь величиной $\cos\beta$ сравнительно с величиной второго члена правой части. При этом допущении уравнение (III—7) можно представить в виде:

$$\frac{1}{g}\frac{dc}{dt}=-\frac{1}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial s}-\frac{4\tau_s}{D_s\gamma}. \qquad \text{(III—7а)}$$

При движении газа в трубах и узких каналах величину напряжения трения τ_s обычно принимают в форме, известной из гидравлики турбулентного движения, т. е. полагают τ_s пропорциональным динамическому напору в данном сечении [III—1]

$$\tau_s=\frac{\lambda_r}{4}\cdot\gamma\frac{c^2}{2g}, \qquad \text{(III—8)}$$

где λ_r — безразмерный множитель, в общем случае зависящий от числа Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_s = \frac{cD_s}{\nu} \qquad \text{(III—9)}$$

и других параметров подобия, о чем более подробно будет сказано ниже (ν — кинематическая вязкость). Если справедливо уравнение (III—8), выражение (III—7а) можно представить в виде

$$\frac{1}{g}\frac{dc}{dt} = -\frac{1}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial s} - \frac{\lambda_r}{D_s}\cdot\frac{c^2}{2g}. \qquad \text{(III—10)}$$

Из выражения (III—10) нетрудно найти уравнение энергии при струйном течении. Действительно, умножая обе части уравнения на перемещение $ds = cdt$ и полагая движение установившимся, получим

$$\frac{cdc}{g} + \frac{dp}{\gamma} = -\lambda_r \frac{ds}{D_s}\frac{c^2}{2g}. \qquad \text{(III—11)}$$

Далее, полагая заданной для всей струи одну и ту же зависимость между давлением и удельным весом [III—1],

$$\gamma = f(p), \qquad \text{(III—12)}$$

после интегрирования уравнения (III—11), находим

$$\frac{c^2 - c_0^2}{2g} + \int_{p_0}^{p}\frac{dp}{\gamma} = -\int_{s_0}^{s}\lambda_r \frac{ds}{D_s}\frac{c^2}{2g}. \qquad \text{(III—13)}$$

Последнее уравнение представляет обобщение известного из гидравлики уравнения Д. Бернулли.

Действительно, вводя понятия скоростного, пьезометрического и потерянного напоров

$$h_c = \frac{c^2}{2g};\quad h_p = \int^{p}\frac{dp}{\gamma};\quad h_r = \int^{s}\lambda_r\frac{ds}{D_s}\frac{c^2}{2g}, \qquad \text{(III—14)}$$

уравнение (III—13) можно представить в таком виде:

$$h_c + h_p + h_r = h_{c_0} + h_{p_0} + h_{r_0} = \text{const}. \qquad \text{(III—15)}$$

Из равенства (III—15) следует, что при установившемся движении струи газа сумма трех напоров: скоростного, пьезометрического и потерянного, остается постоянной по всей ее длине. Обозначая эту сумму H и называя ее полным напором газовой струи, из уравнения (III—15) заключаем, что скоростной и пьезометрический напоры могут возрастать только один за счет другого, так как потерянный

напор h_r всегда больше нуля. Таким образом, при постоянном полном напоре H скорость может увеличиваться только в той части струи, где давление падает, а уменьшаться там, где давление возрастает.

В рабочих частях центробежных и осевых компрессоров полный напор газовой струи непрерывно возрастает по ее длине, т. е. газ движется с непрерывным подводом энергии извне и, следовательно, уравнение (III—15) неприменимо. В этом случае, дифференцируя выражение полного напора, получим

$$dH = \frac{cdc}{g} + \frac{dp}{\gamma} + \lambda_r\frac{ds}{D_s}\cdot\frac{c^2}{2g}. \qquad \text{(III—16)}$$

Отсюда следует, что энергия, подведенная к газу, расходуется на увеличение его скорости и давления и на преодоление сил трения. Подведенная удельная энергия наиболее полно используется в потоках с минимальными потерянными напорами. Поэтому идеальным случаем будет движение без потерь ($\lambda_r = 0$). Тогда подведенная энергия затрачивается на увеличение скоростного и пьезометрического напоров.

В случае, если подвод энергии отсутствует, т. е. $dH = 0$ ($H = \text{const}$), то при идеальном течении скоростной и пьезометрический напоры переходят один в другой.

При подводе энергии от внешних источников к. п. д. струи определяется как отношение полученной полезной энергии ко всей подведенной, т. е.

$$\eta_r = \frac{dh_c + dh_p}{dH} = \frac{dH - dh_r}{dH} = 1 - \frac{dh_r}{dH}. \qquad \text{(III—17)}$$

Отсюда следует, что при $dh_r = 0$ (потери отсутствуют) $\eta_r = 1$. Величину η_r называем газодинамическим к. п. д. в данном сечении струи газа при непрерывном подводе энергии извне.

В случае, если подвода энергии извне нет ($dH = 0$), вводят другой к.п.д. — $\eta_д$.

Дифференцируя уравнение (III—15), получим

$$dh_c + dh_p + dh_r = 0$$

или

$$dh_p = -dh_c - dh_r.$$

Последнее уравнение показывает изменение пьезометрического напора струи на элементарном участке при заданном изменении скоростного и потерянного напоров. В центробежных и осевых компрессорах особенно важен случай увеличения h_p за счет уменьшения h_c, т. е. эффект диффузорности струи.

При $dh_r = 0$, т. е. в идеальных условиях, достигается полный эффект диффузорности, уменьшение h_c вызывает соответственно увеличение h_p. В действительности $dh_r > 0$ и поэтому часть $-dh_c > 0$ затрачивается на преодоление сил трения, т. е. $dh_p < -dh_c$. Диффузорный эффект оценивается как отношение полученного приращения пьезометрического напора к уменьшению скоростного напора.

$$\eta_д = -\frac{dh_p}{dh_c} = 1 + \frac{dh_r}{dh_c}. \qquad (III—18)$$

Это отношение называется диффузорным к. п. д. в данном сечении.

Аналогично определяем η_r и $\eta_д$ для конечных участков струи по уравнениям:

$$\eta_r = 1 - \frac{h_r}{H}, \qquad (III—19)$$

$$\eta_д = 1 + \frac{\Delta h_r}{\Delta h_c}, \qquad (III—19а)$$

где Δh_r и Δh_c — приращение соответственных напоров на рассматриваемом конечном участке потока [III—1,2].

Пример 1. а) При движении струи газа с подводом энергии извне, скорость газа постоянна, а сообщаемый напор пропорционален приращению криволинейной координаты на соответствующем участке. Определить приращение пьезометрического напора на 1 *м* длины и газодинамический к. п. д., если известны следующие данные: $\gamma = 1{,}0\ кГ/м^3$, $c = 100\ м/сек$, $\lambda_r = 0{,}02$, $D_s = 0{,}20\ м$, $dH = 1000\ ds$.

Из уравнения (III—17) получим

$$\eta_r = 1 - \frac{0{,}02 \cdot 100^2 \cdot ds}{0{,}20 \cdot 19{,}6 \cdot 1000 \cdot ds} \approx 1 - \frac{1}{20} = 0{,}95;$$

при $dh_c = 0$

$$\frac{dh_p}{ds} = \frac{dH}{ds} \cdot \eta_r = 1000 \cdot 0{,}95 = 950\ м/м.$$

б) Определить потерю напора на 1 *м* длины и $\eta_д$ для потока струи без подвода энергии ($dH = 0$) при численных значениях предшествующего примера и $dc = -2c ds$.

По уравнению (III—18) находим

$$\eta_д = 1 - \frac{0{,}02 \cdot 100^2 \cdot ds \cdot 9{,}81}{0{,}20 \cdot 19{,}6 \cdot 2 \cdot 100^2 \cdot ds} \approx 1 - \frac{1}{40} = 0{,}975.$$

Уравнение (III—7) является основным уравнением движения газовой частицы в проекциях на касательную к криволинейной оси струйки. Таким же методом, как было получено уравнение (III—7),

можно найти уравнения в проекциях на главную нормаль n (см. рис. 119)

$$-\frac{c^2}{g\rho} = -\sin\beta - \frac{1}{\gamma}\frac{dp}{dn} - \frac{\tau_n}{\gamma D_n}, \qquad (III—20)$$

где $-\frac{c^2}{\rho}$ — нормальное ускорение, знаменатель которого, как известно из кинематики, представляет радиус кривизны траектории в данной точке.

Для большинства практических приложений в уравнении (III—20) кроме составляющей от удельной силы тяжести $\sin\beta$ можно также пренебречь удельной составляющей сил трения на нормаль, т. е. величиной τ_n. При этих допущениях находим

$$\frac{1}{\gamma}\frac{dp}{dn} = \frac{c^2}{g\rho}. \qquad (III—20а)$$

Уравнение (III—20а) показывает, что давление изменяется поперек струйки только в случае, если ось ее криволинейна ($\rho \neq \infty$), при этом с увеличением кривизны $\left(\frac{1}{\rho}\right)$ возрастает нормальный градиент давления. Этот градиент возрастает пропорционально квадрату скорости газовой частицы. Таким образом, давление в поперечных сечениях струек с прямолинейной осью при сделанных предположениях постоянно. Если принять, что при малых изменениях по нормали в сечениях сохраняется одна и та же зависимость (III—12) между удельным весом γ и давлением p, то можно представить уравнение (III—20а) в дифференциальной форме:

$$dh_p = \frac{c^2 dn}{g\rho} = \frac{c^2}{g} \cdot \frac{d\rho}{\rho},$$

так как $dn \approx d\rho$. Далее по поперечному сечению струй можно полагать величину скорости постоянной, поэтому, интегрируя последнее уравнение, получим

$$h_p - h_{p0} = \frac{c^2}{g} \ln\frac{\rho}{\rho_0}. \qquad (III—21)$$

Следовательно, при криволинейном движении пьезометрический напор в поперечных сечениях изменяется по логарифмическому закону от радиусов кривизны соседних линий тока; это изменение пропорционально скоростному напору в данном сечении.

Пример 2. Средняя скорость в сечении круговой струи равна 100 *м/сек*. Радиус криволинейной оси 0,5 *м*. Определить изменение пьезометрического напора для крайних линий струи, отстоящих от оси на 5 *см*.

Из уравнения (III—21)

$$\Delta h_p = \frac{100^2}{9{,}81} \cdot 2{,}3 \lg\frac{0{,}5 \pm 0{,}05}{0{,}5} \approx 1020 \cdot 2{,}3 \lg(1 \pm 0{,}1) \approx \pm 100\ м.$$

Энергетические уравнения струйного движения газов и паров

Применяя первый закон термодинамики к элементарной частице (уравнение III—3), выразим удельный объем через удельный вес

$$dq = di - A\frac{dp}{\gamma}. \qquad \text{(III—22)}$$

В уравнения (III—22 и III—11) входит дифференциал пьезометрического напора $\frac{dp}{\gamma}$. Исключив его, получим уравнение, связывающее величины энтальпии и скоростного напора с удельными теплопритоком и потерянным напором на трение

$$dq - Adh_r = di + Adh_c. \qquad \text{(III—23)}$$

В общем случае удельный теплоприток dq состоит из двух слагаемых: внешнего теплопритока $dq_в$ и внутреннего dq_r.

Внешний элементарный теплоприток может иметь любой знак в зависимости от нагревания ($dq_в > 0$) или охлаждения ($dq_в < 0$) газовой струи на данном участке ds. Внутренний элементарный теплоприток получается при превращении работы трения в тепло, т. е. $dq_r \geqslant 0$. При наших предположениях он будет равен элементарному потерянному напору на участке ds, выраженному в тепловых единицах, т. е.

$$dq_r = Adh_r. \qquad \text{(III—24)}$$

Отсюда следует, что после замены dq суммой $dq_в + dq_r$ в уравнении (III—23) dq_r и Adh_r взаимно уничтожаются и уравнение (III—23) принимает вид

$$dq_в = di + Adh_c. \qquad \text{(III—25)}$$

Это уравнение показывает, что при течении струй газа сумма энтальпии и скоростного напора будет изменяться только при условии внешнего теплообмена. Если на данном участке движения струя теплоизолирована от внешнего пространства ($dq_в = 0$), то

$$di + Adh_c = 0. \qquad \text{(III—25а)}$$

Таким образом, при теплоизолированном течении струи газа, независимо от трения, сумма энтальпии и скоростного напора по всей струе постоянна:

$$i + Ah_c = i^* = \text{const}. \qquad \text{(III—26)}$$

Эту сумму назовем энтальпией торможения потока; энтальпии торможения при всех изолированных течениях струй постоянны.

Уравнением (III—26) пользуются для определения скорости в любом сечении теплоизолированной струи по энтальпии торможения и значению энтальпии в данном сечении

$$c = \sqrt{\frac{2g}{A}(i^* - i)} = 91{,}4\sqrt{i^* - i}. \qquad \text{(III—27)}$$

Энтальпия торможения может быть найдена из равенства (III—26), если в каком-либо сечении струи известны скорость и энтальпия.

Для определения энтальпии можно пользоваться термодинамическими таблицами, диаграммами для газов или перегретых паров. Для газов, близких к идеальному состоянию, т. е. при постоянной теплоемкости, энтальпия определяется по термодинамической формуле

$$i = c_p T + \text{const}. \qquad \text{(III—28)}$$

В этом случае при введении температуры торможения

$$T^* = \frac{i^*}{c_p} = \frac{1}{c_p}\left(i_0 + A\frac{c_0^2}{2g}\right), \qquad \text{(III—29)}$$

где i_0 и c_0 — энтальпия и скорость в начальном сечении, уравнения (III—26 и III—27) могут быть представлены в виде:

$$c_p T + A\frac{c^2}{2g} = c_p T^* = \text{const}, \qquad \text{(III—30)}$$

$$c = 91{,}4\sqrt{c_p(T^* - T)}. \qquad \text{(III—31)}$$

Пример 3. Определить скорость изолированной воздушной струи в сечении с температурой $t = 40°C$, если в начальном сечении с температурой $t_0 = 30°$ скорость $c_0 = 160$ *м/сек*; теплоемкость воздуха постоянна, $c_p = 0{,}24$ *ккал/кг °C*.

Энтальпия торможения в данном сечении

$$i^* = 0{,}24 \cdot 303 + \frac{1}{427}\cdot\frac{160^2}{19{,}6} = 72{,}6 + 3{,}03 \approx 75{,}63\ \frac{ккал}{кг},$$

$$i = 0{,}24 \cdot 313 = 75{,}0.$$

Скорость (уравнение III—27)

$$c = 91{,}4\sqrt{75{,}63 - 75{,}0} = 91{,}4\sqrt{0{,}63} \approx 72{,}5\ м/сек.$$

Пример 4. Найти удельный внешний теплообмен на участке воздушной струи, в начале и конце которого температура и скорость струи соответственно равны

$t_0 = 20°C$ $\quad c_0 = 160$ *м/сек*

$t_к = 60°C$ $\quad c_1 = 80$ *м/сек*

$c_p = 0{,}24$ постоянна.

Из уравнения (III—25) после интегрирования находим

$$q_в = i - i_0 + A\frac{c^2 - c_0^2}{2g} = 0{,}24\,(60 - 20) + \frac{1}{427}\cdot\frac{80^2 - 160^2}{19{,}6} \approx$$
$$\approx 9{,}6 - 2{,}29 = 7{,}3 \text{ ккал/кг}.$$

Если газ движется с внешним энергообменом, т. е. полный напор изменяется, то тем же методом, при тех же допущениях из уравнений (III—22, 16 и 24) получим

$$dq_в + A\,dH = di + A\,dh_c = di^*. \qquad \text{(III—32)}$$

Таким образом, при подводе энергии к газовой струе извне сумма приращений энтальпий и скоростного напора равна сумме элементарных теплопритока и энергоподвода на участке ds струи. Если теплоприток и энергоподвод имеют разные знаки и взаимно уравновешиваются, то несмотря на отсутствие изоляции струи энтальпия торможения будет постоянной ($di^* = 0$).

Уравнение сплошности, или расходов, струйного движения газов и паров

В предшествующих уравнениях не использовалось основное свойство струи — сплошность при движении. Для получения уравнения, количественно характеризующего это свойство, рассмотрим два неизменных во времени любых поперечных сечения струи F и F' (рис. 120) и определим количество газа, вытекающего и втекающего через эти сечения в единицу времени в объем струи, ограниченный ими. Очевидно, что эти количества соответственно равны произведениям: γcF и $\gamma' c' F'$, т. е. весовым расходам газа через сечения F и F'. При установившемся движении условия сплошности струи определяют равенство расходов, так как в противном случае было бы безграничное уплотнение или разрежение газа в рассматриваемом объеме. Следовательно, при установившемся движении струи газа весовой расход через любое неизменное во времени сечение одинаков по всей струе, т. е.

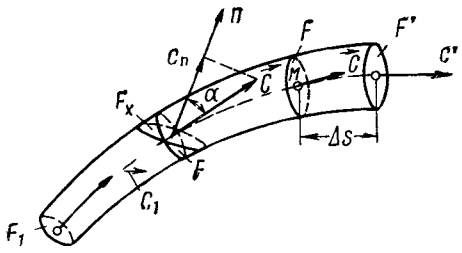


Рис. 120. Элементарная струйка (к выводу уравнений расходов)

$$G = \gamma cF = \text{const}. \qquad \text{(III—33)}$$

Если струя имеет постоянное сечение, то из уравнения (III—33) следует, что значение удельного расхода $\gamma \cdot c$ или весовой скорости неизменно по всей струе. Однако в отличие от несжимаемой жидкости скорость непостоянна и изменяется обратно пропорционально удельному весу, зависящему от термомеханических условий движения.

В некоторых случаях вместо поперечного сечения струи рассматривают косые сечения, нормаль к которым составляет угол α с направлением скорости (см. рис. 120). Нетрудно видеть, что площадь перпендикулярного сечения, соответствующего данному косому

$$F = F_\alpha \cos\alpha,$$

а расход через косое сечение по уравнению (III—33)

$$G = \gamma c \cos\alpha\, F_\alpha. \qquad \text{(III—33а)}$$

С другой стороны, произведение $c \cdot \cos\alpha$ представляет проекцию скорости на нормаль к косому сечению, которую назовем c_n, и тогда

$$G = \gamma c_n F_\alpha, \qquad \text{(III—33б)}$$

т. е. расход через любое косое сечение определяется так же, как через прямое, только вместо величины скорости следует брать ее проекцию на нормаль косого сечения.

Пример 5. Определить нормальную составляющую и скорость при следующих данных: $G = 2{,}5$ кг/сек, $\gamma = 2$ кг/м³, $F_\alpha = 0{,}05$ м² и $\alpha = 30°$.

Из уравнения (III—33б)

$$c_n = \frac{G}{\gamma \cdot F_\alpha} = \frac{2{,}5}{2 \cdot 0{,}05} \approx 25 \text{ м/сек}$$

$$c = \frac{c_n}{\cos\alpha} = \frac{25}{\cos 30°} \approx 29 \text{ м/сек}.$$

Некоторые приложения общих уравнений струйного движения газов и паров

Выше были получены основные уравнения, определяющие физико-механические параметры движения струи газа: p, T, γ и c.

Уравнение (III—11) для механической работы:

$$\frac{c\,dc}{g} + \frac{dp}{\gamma} + dh_r = 0. \qquad \text{(III—34)}$$

Уравнение (III—25) для теплоэнергетических величин

$$dq_в = c_p\,dT + A\frac{c\,dc}{g}. \qquad \text{(III—34а)}$$

Уравнение (III—33) для сплошности, или расходов,

$$d(\gamma cF) = 0. \qquad \text{(III—34б)}$$

Уравнение (III—2) состояния

$$p = RT\gamma. \qquad \text{(III—34в)}$$

Уравнения (III—34 а, б, в) содержат четыре параметра; дифференциальные выражения $dq_в$ и dh_r предполагаем определенными функциями этих параметров, криволинейной координаты и ряда заданных физических констант: R, c_p и др.

Для исследования этой системы удобно исключить удельный вес γ при помощи уравнения (III—34в) и привести три других уравнения к виду

$$\left.\begin{aligned} &\frac{dc}{c} + \frac{gRT}{c^2}\cdot\frac{dp}{p} = -\frac{gdh_r}{c^2},\\ &\frac{dc}{c} + \frac{c_p}{AR}\cdot\frac{gRT}{c^2}\cdot\frac{dT}{T} = \frac{gdq_в}{Ac^2},\\ &\frac{dc}{c} + \frac{dp}{p} - \frac{dT}{T} = -\frac{dF}{F}. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(III—35)}$$

Уравнения (III—35) относительно дифференциальных выражений

$$\frac{dc}{c},\ \frac{dp}{p},\ \frac{dT}{T}$$

представляют систему трех линейных, неоднородных уравнений, однозначное решение которой возможно, если определитель, составленный из коэффициентов левых частей уравнений

$$\Delta = \begin{vmatrix} 1, & \frac{gRT}{c^2}, & 0\\ 1, & 0, & \frac{kgRT}{(k-1)c^2}\\ 1, & 1, & -1 \end{vmatrix} = \frac{1}{k(k-1)M^2}\left(\frac{kgRT}{c^2} - 1\right) \qquad \text{(III—36)}$$

не равен нулю. При этом условии, если будут известны значения p, T и c в каком-то заданном сечении, то, интегрируя систему (III—35), найдем p, T и c для любого сечения струи. Однако, если в каком-то сечении $\Delta = 0$, то уже полученные зависимости, определяющие p, T и c как функции криволинейной координаты, далее будут недействительными, так как в сечении, где Δ обращается в нуль, эти дифференциальные выражения не могут быть определены однозначно. Для дальнейшего определения их значений как непрерывных функций от s необходимы дополнительные данные.

Сечения, в которых $\Delta = 0$, и значения физико-механических параметров, отвечающих этим сечениям, называются критическими. Из равенства (III—36) видно, что $\Delta = 0$ только в случае, если

$$c^2 = kgRT. \qquad \text{(III—37)}$$

Из физики известно, что при адиабатическом процессе квадрат скорости звука определяется уравнением [III—1,3]

$$a^2 = kgRT. \qquad \text{(III—37а)}$$

Сравнивая выражения (III—37 и III—37а), приходим к заключению, что в критическом сечении скорость газа становится равной адиабатической скорости звука. Выше указывалось, что импульсы

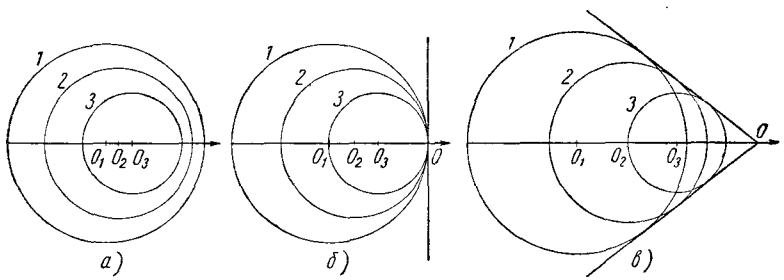


Рис. 121. Распространение звуковых импульсов:
а — подзвуковое, $M < 1$ ($c < a$); *б* — звуковое, $M = 1$ ($c = a$); в — надзвуковое, $M > 1$ ($c > a$)

давления передаются в газе со скоростью звука. Отсюда следует, что в той части потока, где $c < a$ (подкритическое, или подзвуковое, течение) импульсы давлений опережают движущиеся частицы газа. В критическом сечении $c = a$ (критическое, или звуковое, течение) импульсы давления распространяются с той же скоростью, с которой движутся частицы газа. В части потока, где $c > a$ (надкритическое, или сверхзвуковое, течение) частицы газа опережают импульсы давления. На рис. 121 представлены графически все три случая движений. Круги изображают положения импульсов давления, испускаемых движущимся источником при его положениях: O_1, O_2 и O_3. Эти изображения иллюстрируют ранее сказанное о трех типах движения газов. Характеристика течения газа обычно выражается не размерными соотношениями между скоростью течения и скоростью звука, а их отношением

$$M = \frac{c}{a}, \qquad \text{(III—38)}$$

которое называется числом М, или критерием Маха.

Для названных случаев: $M < 1$, $M = 1$, $M > 1$.

Пример 6. Поток воздуха с весовым расходом 20 *кг/сек* проходит через сечение $F = 0{,}8\ м^2$ при давлении $p = 1{,}5\ ата$ и $t = 100°C$. Определить число M в этом сечении, полагая для воздуха $k = 1{,}4$ и $R = 29{,}3\ м/°K$.

Удельный объем по уравнению (III—2)

$$\gamma = \frac{p}{RT} = \frac{1{,}5 \cdot 10^4}{29{,}3 \cdot 373} \approx 1{,}38\ кг/м^3.$$

Скорость по (III—35)

$$c = \frac{G}{\gamma F} = \frac{20}{1{,}38 \cdot 0{,}08} \approx 182\ м/сек.$$

Скорость звука по (III—37а)

$$a = \sqrt{kgRT} = \sqrt{1{,}4 \cdot 9{,}81 \cdot 29{,}3 \cdot 373} \approx 387\ м/сек.$$

Число M по (III—38)

$$M = \frac{182}{387} \approx 0{,}47.$$

Из предшествующего анализа следует, что при переходе через критическое значение скорости условия течения резко меняются. Проиллюстрируем это частными случаями движения струи.

а) Течение газа без трения и внешнего теплообмена в сужающихся — расширяющихся трубах (сопло Лаваля). В случае движения газа без трения и теплообмена в прямолинейной трубе переменного сечения нет необходимости решать всю систему уравнений (III—35), так как частные предположения о внешнем теплообмене позволяют применить закон о постоянстве энтальпии торможения потока (III—30) и, следовательно, определить скорость c через температуру по уравнению (III—31)

$$c = \sqrt{\frac{2g}{A} c_p (T^* - T)}. \qquad (III—39)$$

Для определения зависимости давления p от температуры T исключим из первых двух уравнений системы (III—35) дифференциальную величину $\frac{dc}{c}$. При сделанных предположениях $dh_r = dq_в = 0$, после несложных преобразований получим дифференциальное уравнение

$$\frac{dp}{p} = \frac{k}{k-1} \frac{dT}{T}, \qquad (III—39а)$$

при интегрировании которого p определяется через T в виде известной зависимости адиабатического закона

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \qquad (III—39б)$$

Зная зависимость давления от температуры, найдем удельный вес как функцию температуры, подставляя значение p в уравнение Клапейрона (III—2)

$$\gamma = \frac{p}{RT} = \frac{p_0}{RT_0}\left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{1}{k-1}} = \gamma_0 \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{1}{k-1}}, \qquad (III—39в)$$

т. е. получим также формулу адиабатического закона. Зная c и γ по уравнениям (III—39а и III—39в), пользуясь уравнением (III—33) для весового расхода, найдем зависимость между сечением трубы F и температурой T

$$F = \frac{G}{\gamma c} = \frac{G}{\gamma_0 \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2g}{A} c_p (T^* - T)}},$$

что также можно представить в безмерных величинах

$$\bar{F} = \frac{F}{F_0} = \sqrt{\frac{k-1}{2}} \cdot M_0 [(\bar{T}^* - \bar{T}) \cdot \bar{T}^{\frac{2}{k-1}}]^{-\frac{1}{2}}, \qquad (III—39г)$$

если заменить $G = \gamma_0 c_0 F_0$ и $\frac{c_p}{AR} = \frac{k}{k-1}$ при $\bar{T} = \frac{T}{T_0}$ и

$$M_0 = \frac{c_0}{a_0}. \qquad (III—40)$$

Из уравнения (III—39г) следует, что $\bar{F}$ изменяется в зависимости от $\bar{T}$. При значениях $\bar{T}$ в пределах от 0 до $\bar{T}^* = \frac{T^*}{T_0}$, $\bar{F}$ изменяется от $+\infty$ до $+\infty$. Очевидно, между этими двумя пределами относительное сечение будет минимальным и определяться по известному правилу теории экстремальных значений, т. е. из уравнения

$$\frac{d\bar{F}}{d\bar{T}} = 0.$$

Для упрощения вычислений рассмотрим обратное значение квадрата относительной площади F

$$\Phi = \frac{1}{\bar{F}^2} = \frac{2}{k-1} \cdot \frac{1}{M_0^2} [(\bar{T}^* - \bar{T}) \bar{T}^{2/k-1}]. \qquad (III—41)$$

Очевидно экстремальные значения Φ будут в тех же точках, что и $\bar{F}$, только их смысл будет обратным, т. е. минимуму F соответствует максимум Φ.

Вычисляя производную Φ по $\bar{T}$,

$$\frac{d\Phi}{d\bar{T}} = \frac{2}{k-1}\cdot\frac{1}{M_0^2}\cdot\left[-\bar{T}^{\frac{2}{k-1}} + \frac{2}{k-1}\bar{T}^{\frac{2}{k-1}-1}(\bar{T}^* - \bar{T})\right] = 0,$$

после сокращений и приведения подобных членов получим простое уравнение для определения критического значения $\bar{T}$

$$\frac{2}{k-1}\bar{T}^* - \frac{k+1}{k-1}\bar{T}_{кр} = 0,$$

откуда

$$\bar{T}_{кр} = \frac{2}{k+1}\bar{T}^*. \qquad \text{(III—42)}$$

Подставляя полученное значение $\bar{T}_{кр}$ в уравнения (III—37а, III—39а—г и III—42), получим критические значения скорости звука, скорости газа, давления, удельного веса, сечения и функции Φ в безразмерном виде

$$\left.\begin{aligned}
&\bar{a}_{кр} = \frac{a_{кр}}{a_0} = \sqrt{\bar{T}_{кр}} = \sqrt{\frac{2}{k+1}T^*};\\
&\frac{c_{кр}}{a_0} = \sqrt{\bar{T}_{кр}} = \sqrt{\frac{2}{k+1}\bar{T}^*};\\
&\bar{p}_{кр} = \frac{p_{кр}}{p_0} = \bar{T}_{кр}^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{2}{k+1}\bar{T}^*\right)^{\frac{k}{k-1}};\\
&\bar{\gamma}_{кр} = \frac{\gamma_{кр}}{\gamma_0} = \bar{T}_{кр}^{\frac{1}{k-1}} = \left(\frac{2}{k+1}\bar{T}^*\right)^{\frac{1}{k-1}};\\
&\bar{F}_{кр} = \frac{F_{кр}}{F_0} = \frac{M_0}{\left(\sqrt{\frac{2}{k+1}\bar{T}^*}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}};\\
&\Phi_{кр} = \frac{1}{M_0^2}\left(\frac{2}{k+1}T^*\right)^{\frac{k+1}{k-1}}.
\end{aligned}\right\} \qquad \text{(III—43)}$$

Полученные формулы показывают, что в критическом, минимальном сечении трубы скорости газовых частиц и звука равны, т. е. скорость звука достигается только в минимальном сечении трубы.

В этом сечении все безразмерные физико-механические параметры определяются только безразмерной температурой и показателем адиабаты k. Безразмерная температура торможения определяется через k и начальное значение числа M_0 по уравнению

$$\bar{T}^* = 1 + \frac{k-1}{2}M_0^2, \qquad \text{(III—43а)}$$

что следует из уравнения (III—30) [III—1]

Пример 7. Найти критические параметры воздуха и площадь критического сечения при движении в трубе без трения и теплообмена, расходе $G = 2$ *кГ/сек* и следующих начальных данных: $D_0 = 100$ *мм*, $p_0 = 4{,}31$ *ата* и $t_0 = 300$°С.

Исходные величины

$$\gamma_0 = \frac{p_0}{RT_0} = \frac{4{,}31\cdot 10^4}{29{,}3\cdot 573} \approx 2{,}56\ кГ/м^3; \quad F = \frac{\pi}{4}D_0^2 \approx 0{,}785\cdot 10^{-2}\ м^2;$$

$$c_0 = \frac{G}{\gamma_0 F_0} = \frac{2}{2{,}56\cdot 0{,}785\cdot 10^{-2}} \approx 99{,}5\ м/сек;$$

$$a_0 = \sqrt{kgRT_0} = \sqrt{1{,}4\cdot 9{,}81\cdot 29{,}3\cdot 573} \approx 480\ м/сек; \quad M_0 = \frac{c_0}{a_0} = \frac{99{,}5}{480} \approx 0{,}207;$$

$$\bar{T}^* = 1 + \frac{k-1}{2}M_0^2 = 1 + 0{,}2\cdot 0{,}207^2 \approx 1{,}01.$$

Критические безразмерные параметры

$$\bar{T}_{кр} = \frac{2}{k+1}\bar{T}^* = \frac{2}{2{,}4}\cdot 1{,}01 \approx 0{,}842; \quad \bar{a}_{кр} = \bar{c}_{кр} = \sqrt{\bar{T}_{кр}} = 0{,}919;$$

$$\bar{\gamma}_{кр} = \bar{T}_{кр}^{1/k-1} \approx 0{,}650; \quad \bar{p}_{кр} = \bar{T}_{кр}^{k/k-1} \approx 0{,}549; \quad \bar{F}_{кр} = \frac{M_0}{\bar{c}_{кр}^6} \approx 0{,}349.$$

Критические размерные параметры

$$T_{кр} = T_0\bar{T}_{кр} = 485°\,К; \quad a_{кр} = c_{кр} = a_0 c_{кр} = 441\ м/сек;$$

$$\gamma_{кр} = \gamma_0\cdot\bar{\gamma}_{кр} = 1{,}65\ кг/м^3,$$

$$p_{кр} = p_0\cdot\bar{p}_{кр} = 2{,}37\ ата; \quad F_{кр} = F_0\cdot\bar{F}_{кр} = 0{,}274\cdot 10^{-2}\ м^2; \quad D_{кр} = 59{,}1\ мм.$$

Характер изменения рассмотренных безразмерных величин от $\bar{T}$ представлен на рис. 122, где $\bar{c} = \frac{c}{c_0}$.

На графиках (рис. 123) показано распределение безразмерных скоростей, давлений и температур в сужающейся — расширяющейся трубе (сопло Лаваля) при подкритических и надкритических движениях в зависимости от координаты X. В трубе этого типа могут существовать как подзвуковые течения (линия $1K'L'$), при которых в минимальном сечении скорость достигает максимума, но остается ниже скорости звука в том же сечении, так и сверхзвуковое (линии $1\ KM$), при котором в сужающейся части трубы скорость возрастает и достигает скорости звука в минимальном сечении и далее в расширяющейся части превосходит эту скорость. Однако тот же график

показывает, что возможно подкритическое движение (линии $1KL$), при котором скорость, достигнув скорости звука, в расширяющейся части падает, оставаясь меньше скорости звука. Заметим, что в сужающейся части трубы движения газа как в последнем случае, так и во втором, совпадают. Таким образом, для этих двух случаев начальные условия на входе в трубу не определяют характера потока после прохождения минимального сечения. Для того чтобы

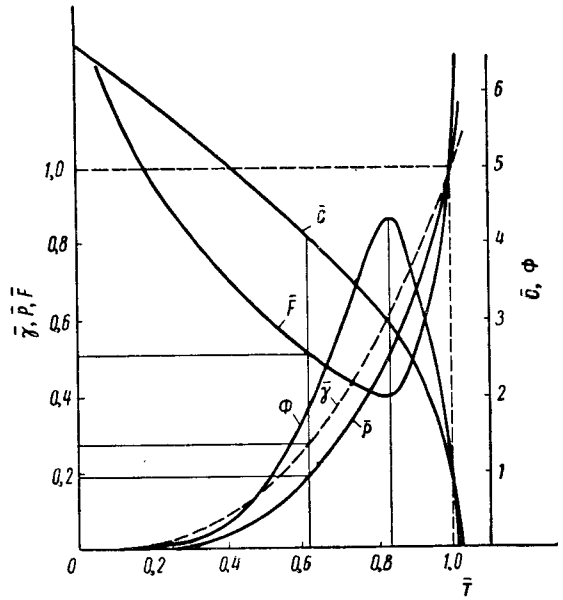


Рис. 122. Зависимость $\bar{p}$, $\bar{\gamma}$, $\bar{c}$, $\bar{F}$ и Φ от $\bar{T}$

узнать движение за минимальным сечением, необходимо задать давление на выходе из трубы; во втором случае оно должно быть меньше критического, а в третьем — больше его.

б) Из того же графика видно, что если давление на выходе из сопла будет в пределах

$$p_a < p < p'_a,$$

то при рассмотренных непрерывных условиях движения нет возможности получить это конечное давление. В этом случае в одном из сечений расширяющейся части сопла, определяемом давлением p и условиями входа, будет возникать скачок давлений, скоростей и температур, т. е. движение из непрерывного превращается в разрывное. После прохождения сечения скачка или удара движение газа следует ранее полученным уравнениям для подкритического течения в расширяющейся части сопла, т. е. давление и температура возрастают, а скорость падает.

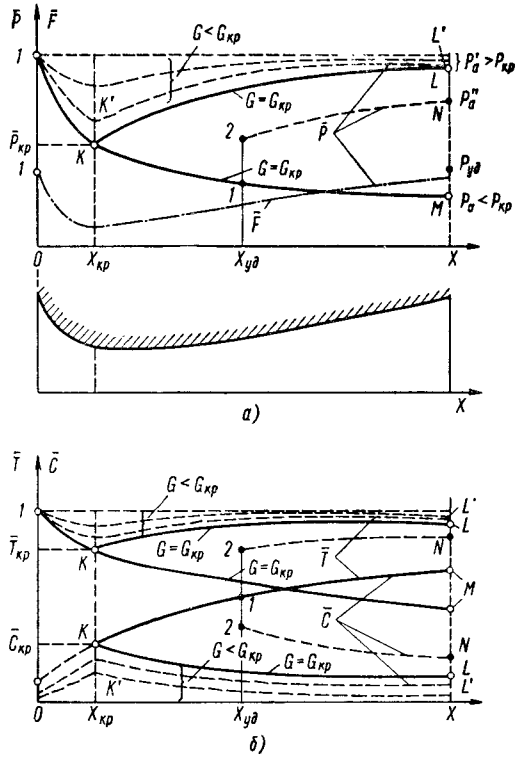


Рис. 123. Изменение безразмерных газодинамических параметров и площади сечения в сопле Лаваля:

$а$ — x, $\bar{p}$-диаграмма; $б$ — x, $\bar{T}$-диаграмма; KM — непрерывные течения; $2N$ — после удара

Характер изменения давления и скоростей движения при образовании разрыва внутри сопла изображен на рис. 123. Изменение температур, как и давлений, имеет тот же качественный характер.

Элементарная теория ударных течений в сопле Лаваля основывается на законах о постоянстве количества движения, весового расхода и энтальпии торможения при переходе через сечение разрыва, если скорости до и после удара рассматривать относительно этого сечения, предполагаемого неподвижным.

Таким образом, уравнение удара основано на постоянстве выражений [III—1,3]

$$\left.\begin{aligned} &\frac{\gamma c^2}{g}+p=k^*=\text{const};\\ &A\,\frac{c^2}{2g}+i=i^*=\text{const};\\ &\gamma c=G_{\text{уд}}=\text{const}. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(III—44)}$$

К этим уравнениям, если при ударе состав газа не изменяется, присоединяют уравнение (III—2)

$$\frac{p}{\gamma T}=R=\text{const}. \qquad \text{(III—44а)}$$

Системы уравнений (III—44 и 44а) определяют четыре основных физико-механических параметра до или после сечения удара, если

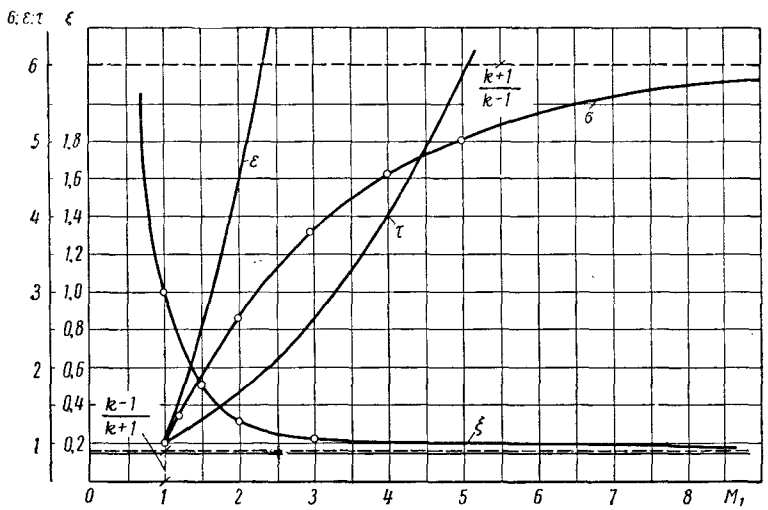


Рис. 124. Зависимость от числа M_1 отношений: скоростей ξ; удельных весов σ; давлений ε; температур τ при разрыве

известны k^*, i^* и $G_{\text{уд}}$, которые задаются соответственно значениями этих параметров до или после удара. Окончательные выражения для отношения значений основных параметров после удара к их значениям до удара:

$$\left.\begin{aligned} &\xi=\frac{c_2}{c_1}=\frac{2+(k-1)M_1^2}{(k+1)M_1^2};\quad \sigma=\frac{\gamma_2}{\gamma_1}=\frac{(k+1)M_1^2}{2+(k-1)M_1^2};\\ &\varepsilon=\frac{p_2}{p_1}=\frac{2kM_1^2-(k-1)}{k+1};\quad \tau=\frac{T_2}{T_1}=\frac{p_2\cdot\gamma_1}{p_1\cdot\gamma_2}, \end{aligned}\right\} \qquad \text{(III—45)}$$

где $M_1=\frac{c_1}{a_1}$, т. е. отношению скорости газа к скорости звука до удара.

Все величины после удара будут подкритическими. Обратного удара при падении давления, т. е. перехода из подкритического состояния в надкритическое, быть не может, так как он должен сопровождаться падением энтропии в изолированной системе, что противоречит второму закону термодинамики.

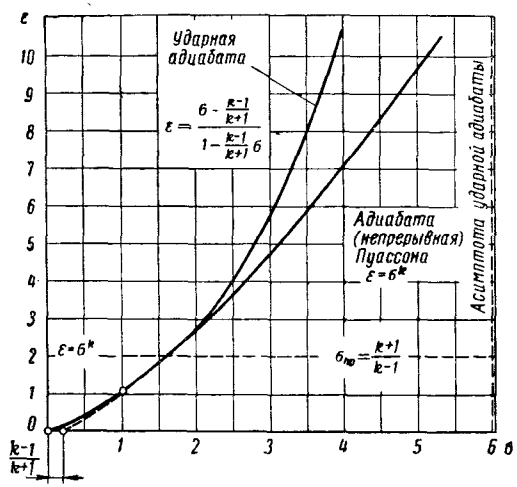


Рис. 125. Зависимость ε от отношений удельных весов σ при ударном и непрерывном течении

Уравнения (III—45) представлены на рис. 124. При ударе, несмотря на отсутствие теплообмена с внешним пространством, зависимость между давлениями и удельными весами не будет удовлетворять известному закону адиабаты непрерывных процессов или адиабате Пуассона. В этом случае наблюдается другая закономерность, вытекающая из второго и третьего уравнений системы (III—45) при исключении из них числа M_1:

$$\varepsilon=\frac{(k+1)\sigma-(k-1)}{(k+1)-(k-1)\sigma}. \qquad \text{(III—46)}$$

Сравнение этого уравнения с уравнением непрерывной адиабаты

$$\varepsilon=\sigma^k \qquad \text{(III—46а)}$$

показывает, что при σ, близком к единице, оба уравнения дают практически одинаковые результаты, но при больших значениях

σ ($\sigma \gg 1$) они резко отличаются (рис. 125). На графике в σ, ε-координатах представлены кривые, отвечающие этим уравнениям. Для сравнения обе адиабаты, изохора и изобара показаны в $\bar{s}$, τ-координатах (рис. 126). Адиабатический процесс при ударе сопровождается выделением тепла и увеличением энтропии газа.

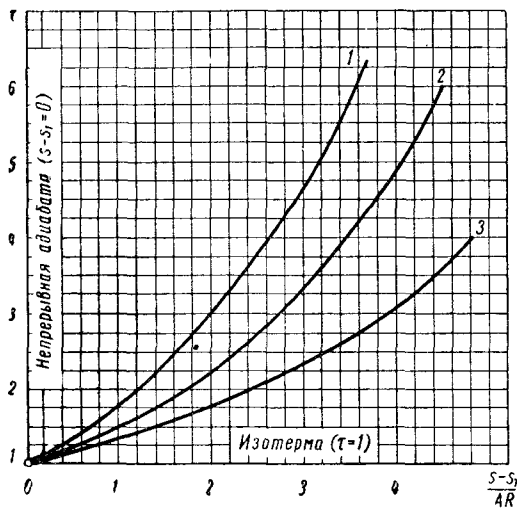


Рис. 126. Сравнение ударной адиабаты с другими кривыми основных непрерывных процессов:

1 — ударная адиабата, *2* — изохора ($\delta = 1$), *3* — изобара ($\varepsilon = 1$)

Пример 8. Воздух движется без трения и теплообмена в сопле Лаваля; начальные данные $c_0 = 95$ *м/сек*, $p_0 = 5$ *ата*, $T_0 = 400°$K, $F_0 = 1$. Определить параметры до и после удара в сечении сопла $F_{уд} = 0{,}5$ *м*. При решении задачи пользоваться рис. 122.

Так как удар может быть только в расширяющейся части сопла, то ударному сечению $\overline{F}_{уд} = 0{,}5$ по графикам (см. рис. 122) отвечают безразмерные величины:

$$\overline{T} = 0{,}62, \quad \overline{\gamma} = 0{,}28, \quad \overline{p} = 0{,}19, \quad \frac{c}{c_0} = 4{,}3.$$

Отсюда параметры перед ударным сечением:

$$T_1 = 0{,}62 \cdot 400 = 248° \text{ K}; \qquad \gamma_1 = 0{,}28\,\frac{5}{29{,}3 \cdot 400} = 0{,}28 \cdot 4{,}25 \approx 1{,}19;$$

$$p_1 = 0{,}19 \cdot 5 = 0{,}95 \text{ ата}; \qquad c_1 = 4{,}3 \cdot 95 = 408 \text{ м/сек};$$

$$a_1 = \sqrt{1{,}4 \cdot 9{,}81 \cdot 29{,}27 \cdot 248} \approx 316 \text{ м/сек}; \quad M_1 = \frac{c_1}{a_1} = \frac{408}{316} \approx 1{,}29;$$

по уравнениям (III—47)

$$c_2 = c_1\,\frac{2 + (k-1)\,M_1^2}{(k+1)\,M_1^2} = 408\,\frac{2 + 0{,}4 \cdot 1{,}66}{2{,}4 \cdot 1{,}66} \approx 271 \text{ м/сек},$$

$$p_2 = p_1\,\frac{2kM_1^2 - (k-1)}{k+1} = 0{,}95\,\frac{2{,}8 \cdot 1{,}66 - 0{,}4}{2{,}4} \approx 1{,}77 \text{ ата},$$

$$\gamma_2 = \gamma_1\,\frac{(k+1)\,M_1^2}{2 + (k-1)\,M_1^2} = 1{,}19\,\frac{2{,}4 \cdot 1{,}66}{2 + 0{,}4 \cdot 1{,}66} \approx 1{,}8 \text{ кг/м}^3,$$

$$T_2 = T_1 \cdot \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma_2} = 248\,\frac{1{,}5}{0{,}85} \cdot \frac{1{,}6}{2{,}4} \approx 292°\text{K}.$$

в) На рис. 123 показана область конечных давлений, лежащих в пределах

$$p_a < p < p_{уд},$$

которая не может быть обоснована теорией прямого удара. Для изучения этой области необходимо от одномерных течений перейти к плоским и пространственным [III—1, 2, 3].

г) При трении ($dh_r \neq 0$) и теплообмене ($dq_в \neq 0$) для рассматриваемого течения в трубах с переменным сечением критическое сечение в общем случае не будет совпадать с минимальным сечением трубы. Например, при трении в теплоизолированной трубе ($dh_r \neq \neq 0$, $dq_в \neq 0$) критическое сечение смещается в сторону ее расширения за минимумом сечения.

д) Особо интересен для практических приложений случай течения газа в трубе постоянного сечения ($F = \text{const}$) с трением и теплообменом. Для всей трубы из уравнения (III—34в) следует постоянство удельного расхода

$$\gamma c = \gamma_0 c_0 = G_{уд} \qquad \text{(III—47)}$$

и основная система уравнений (III—35) принимает вид

$$\left.\begin{aligned} &\frac{dc}{c} + \frac{gRT}{c^2} \cdot \frac{dp}{p} = -\frac{g dh_r}{c^2}, \\ &\frac{dc}{c} + \frac{k}{k-1} \cdot \frac{gRT}{c^2} \cdot \frac{dT}{T} = \frac{g dq_в}{Ac^2}, \\ &\frac{dc}{c} + \frac{dp}{p} - \frac{dT}{T} = 0. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(III—48)}$$

Исключая из этих уравнений дифференциальные выражения $\frac{dp}{p}$ и $\frac{dT}{T}$, по правилам решения системы линейных уравнений с тремя неизвестными получим

$$\frac{dc}{c} = \frac{\frac{dh_r}{RT} + \frac{k-1}{k} \cdot \frac{dq_в}{ART}}{1 - M^2}. \qquad \text{(III—49)}$$

Равенство показывает, что для подзвуковых движений ($M < 1$) в трубе постоянного сечения скорость газа возрастает по оси трубы, если числитель выражения (III—49) положителен ($dq_в \geqslant 0$), т. е. при движении с теплопритоком или теплоизоляцией. Если же наблюдается очень сильное охлаждение по оси трубы ($dq_в < 0$), то числитель (III—49) отрицателен и, значит, скорость снижается. При движении газа в трубе с постоянным сечением и без теплообмена ($dq_в = 0$) уравнение (III—49) упрощается

$$\frac{dc}{c} = \frac{1}{1-M^2} \cdot \frac{dh_r}{RT}. \qquad \text{(III—49а)}$$

Это уравнение показывает, что переход через скорость звука невозможен, так как при $M^2 > 1$ либо dc должно быть отрицательным, что противоречит принятому возрастанию скорости, либо $c < 0$, что физически неосуществимо при установившемся движении в трубе с положительным направлением движения.

Если в уравнении (III—49а) принять dh_r из уравнения (III—14) и полагать λ_r постоянным, то (III—49а) можно привести к виду

$$\frac{dc}{c} = \frac{\frac{\lambda_r k}{2} \cdot M^2}{1-M^2} \cdot \frac{ds}{D_s}. \qquad \text{(III—49б)}$$

Интегрируя, находим зависимость между c и s

$$\frac{\lambda_r k}{D_s} \cdot s = \frac{1}{M_0^{*2}}\left[1-\left(\frac{c_0}{c}\right)^2\right] + \frac{k+1}{2} \ln\left(\frac{c_0}{c}\right). \qquad \text{(III—50)}$$

Исследование этого уравнения показывает, что для практически важных случаев можно отбросить последний член правой части и пользоваться приближенной формулой для зависимости c от s

$$c = \frac{c_0}{\sqrt{1-\frac{\lambda_r k}{D_s} M_0^{*2} s}}. \qquad \text{(III—51)}$$

Зная c, можно определить давление p по приближенному выражению

$$p = p_0 \sqrt{1-\frac{\lambda_r k}{D_s} M_0^{*2} \cdot s}, \qquad \text{(III—52)}$$

которое при малом значении M_0^* превращается в известную из гидравлики формулу для падения давления в трубах постоянного сечения

$$p_0 - p_д = \frac{\gamma_0 \lambda_r c_0^2}{2gD_s} \cdot s. \qquad \text{(III—52а)}$$

На рис. 127 приведены сравнительные графики зависимости $\frac{p}{p_0}$ от $\frac{s}{D_s}$, построенные по уравнениям (III—52 и 52а), и кривая, полученная точным расчетом по уравнению (III—50). Из графиков видно, что полученные результаты по уравнению (III—52) мало отличаются от точного расчета, но по формуле (III—52а) при длинных трубах падения давления значительно меньше, чем по точным уравнениям [III—1]

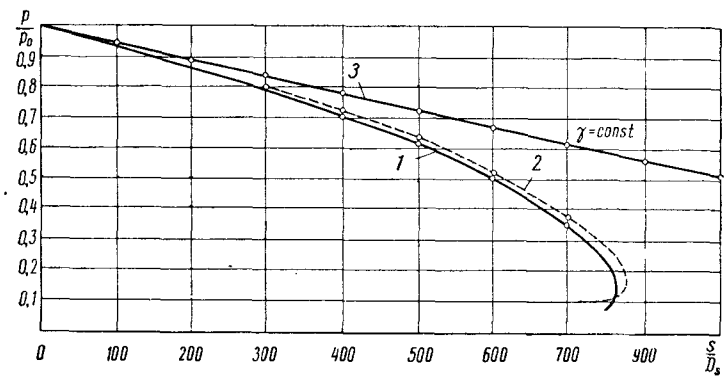


Рис. 127. Зависимости $\frac{p}{p_0}$ от $\frac{s}{D_s}$, построенные по расчетным формулам: *1* — по (III—50); *2* — по (III—52); *3* — по (III—52, *а*)

Пример 9. Определить параметры воздуха в конце прямолинейного трубопровода постоянного диаметра $D_s = 200$ *мм* при длине в 1 *км*. Исходные данные: $\lambda_r = 0{,}02$, $c_0 = 5{,}7$ *м/сек*; $p_0 = 40$ *ата*, $t_0 = 80°$ С.

Вспомогательные величины

$$a_0 = \sqrt{1{,}4 \cdot 9{,}81 \cdot 29{,}3 \cdot 353} \approx 378 \text{ м/сек}.$$

$$M_0 = \frac{5{,}7}{378} = 0{,}015, \quad T^* = T_0(1 + 0{,}2M_0^2) \approx T_0 \approx 353° \text{ K},$$

значит, $M_0^* \approx M_0$ и

$$\frac{\lambda_r k}{D_s} M_0^{*2} s = \frac{0{,}020 \cdot 1{,}4}{0{,}2} \cdot 2{,}25 \cdot 10^{-4} \cdot 1000 \approx 0{,}316,$$

тогда по уравнениям (III—51 и 52) получим

$$c = \frac{5{,}7}{\sqrt{1-0{,}316}} = \frac{5{,}7}{0{,}83} \approx 6{,}85 \text{ м/сек},$$

$$p = 40\sqrt{1-0{,}316} = 40 \cdot 0{,}83 = 33{,}2 \text{ ата}.$$

Критическая длина по приближенной формуле:

$$s_{кр} = \frac{D_s}{\lambda_r k} \cdot \frac{1}{M_0^2} = \frac{0{,}2}{0{,}020 \cdot 1{,}4} \cdot \frac{1}{2{,}25 \cdot 10^{-4}} \approx 3160 \text{ м}.$$

Движение газа в трубе постоянного сечения с трением при малых скоростях и теплообменом, определяемым законом Ньютона при постоянном коэффициенте теплопередачи k по оси трубы, определяется уравнением

$$dq_в = \frac{k\pi D_s (T_в - T)\, ds}{G}. \qquad \text{(III—53)}$$

Отбрасываем в двух первых уравнениях (III—48) величину $\frac{dc}{c}$ как малую сравнительно с другими членами, после подстановки из уравнения (III—53) во второе уравнение этой системы и преобразований

$$\frac{dT}{T - T_в} = -\frac{\pi D_s k}{G \cdot C_p}\, ds,$$

после интегрирования

$$\ln \frac{T - T_в}{T_0 - T_в} = -\beta_0 s, \qquad \text{(III—54)}$$

где

$$\beta_0 = \frac{\pi D_s k}{G c_p}. \qquad \text{(III—54а)}$$

Из уравнения (III—54) найдем температуру в любой точке трубы

$$T = T_в + (T_0 - T_в)\, e^{-\beta_0 s}. \qquad \text{(III—54б)}$$

Предполагая малыми величины скоростей, с достаточной для практики точностью можно определять падение давления в сравнительно коротких трубопроводах по формуле (III—52а), в длинных — интегрированием первого уравнения системы (III—48), упростив его в соответствии с допущениями о величине скорости.

Пример 10. По круглой трубе с прямолинейной осью течет воздух с постоянной скоростью. Определить его конечную температуру и давление при следующих данных: $D_s = 200$ *мм*, $s = 10$ *м*, $k = 40$ *ккал/м²°C час*, $\lambda_r = 0{,}02$, $G = 80$ *кГ/сек*, $p_0 = 5$ *ата* и $t_в = 30°C$. Начальная температура воздуха $t_0 = 0°$ и 60°C.

По уравненню (III—54а) при $c_p = 0{,}24$ *ккал/кГ°C*

$$\beta_0 = \frac{\pi \cdot 0{,}2 \cdot 40}{80 \cdot 0{,}24} \approx 0{,}131\ 1/м.$$

Конечная температура по уравнению (III—54б) при $t = 0$

$$t = 30\,(1 - e^{-0{,}131 \cdot 10}) = 30\left(1 - \frac{1}{3{,}71}\right) \approx 22°\ C,$$

при $t_0 = 60°$

$$t = 30 + 30e^{-1{,}31} = 30 \cdot 1{,}269 \approx 38°\ C.$$

Падение давления по уравнению (III—52а) при $t_0 = 0°C$

$$p_0 - p = \frac{\lambda_r \cdot G^2 \cdot RT_0}{2g \cdot D_s \cdot F^2 \cdot p_0} s = \frac{0{,}02 \cdot 80^2 \cdot 273 \cdot 16 \cdot 10}{19{,}6 \cdot 0{,}2 \cdot 5 \cdot 10^4 \cdot \pi^2 \cdot 0{,}2^2} \approx$$

$$\approx 1130\ \frac{кГ}{м^2} = 0{,}113\ ата$$

и при $t_0 = 60°$

$$p_0 - p = 1130 \frac{333}{273} \approx 1370\ \frac{кГ}{м^2} = 0{,}137\ ата.$$

ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИЖЕНИЯ ГАЗОВ

Криволинейное движение газа

Выше мы пользовались четырьмя уравнениями, определяющими течение струи газа. Эти уравнения не учитывают криволинейности движения газовых частиц. Движение струи по касательной и нормали к траектории или к криволинейной оси струйки определяется уравнениями (III—7 и III—20). При сделанных ранее допущениях и сопоставлении этих уравнений [III—1,3] получим

$$\left.\begin{aligned} \frac{1}{g}\frac{dc}{dt} &= -\frac{1}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial s} - W_s \\ -\frac{1}{g}\frac{c^2}{\rho} &= -\frac{1}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial n} - W_n, \end{aligned}\right\} \qquad \text{(III—55)}$$

где W_s и W_n — проекции сил трения на касательную и нормаль к траектории.

При прямолинейности оси струйки ($\rho = \infty$) и практической малости нормальной составляющей сил трения ($W_n \approx 0$) второе уравнение (III—55) дает $\frac{\partial p}{\partial n} = 0$, т. е. изменения давления по сечению струи отсутствуют. Эти обстоятельства нами предполагались при решении всех предшествующих частных задач. Однако при рассмотрении процесса в центробежных и осевых компрессорах нельзя пренебрегать кривизной траектории и линий тока в газовых потоках и, следовательно, изменением давления в поперечных сечениях этих потоков. Значит, нельзя полагать в общем случае одинаковые скорости по этим сечениям. Если последнее допущение в дальнейшем изложении все же используется, то оно относится не к действительным скоростям в поперечных сечениях потока, а к их средним значениям, когда возможно применение интегральных и средних величин для характеристики процессов.

Возвратимся к уравнениям (III—55), первое из которых на основании уравнения (III—11) можно представить в таком виде:

$$\frac{\partial E}{\partial s} = \frac{\partial}{\partial s}\left(\frac{c^2}{2g} + \int^p \frac{dp}{\gamma}\right) = -W_s, \qquad \text{(III—56)}$$

где

$$E = \frac{c^2}{2g} + \int^p \frac{dp}{\gamma} \qquad \text{(III—57)}$$

представляет полную удельную энергию частицы газа.

Преобразуем второе уравнение (III—55), пользуясь выражением

$$\frac{1}{\gamma}\cdot\frac{\partial p}{\partial n} = \frac{\partial}{\partial n}\left(\int^p \frac{dp}{\gamma}\right) = \frac{\partial}{\partial n}\left(E - \frac{c^2}{2g}\right) = \frac{\partial E}{\partial n} - \frac{c}{g}\frac{\partial c}{\partial n},$$

после подстановки

$$\frac{\partial E}{\partial n} = \frac{c}{g}\left(\frac{\partial c}{\partial n} + \frac{c}{\rho}\right) - W_n. \qquad \text{(III—58)}$$

Это уравнение применяется для определения изменения полной энергии в поперечном элементарном сечении. Полная энергия при отсутствии составляющей трения W_n в потоке может изменяться от частицы к частице поперек потока только в том случае, если величина гидромеханического вихря

$$\omega = -\frac{1}{2}\left(\frac{\partial c}{\partial n} + \frac{c}{\rho}\right) \qquad \text{(III—59)}$$

не равна нулю. Она может быть представлена как угловая скорость элементарного объема газа при вращении его вокруг центра инерции как твердого тела [III—1,3]. Поясним это на элементарном примере кругового движения газа вокруг общего центра, как твердого тела. Тогда, как известно из кинематики, скорость любой точки $c = r\omega_0$, где r — радиус точки, а ω_0 — угловая скорость вращения. Полагая вращение по часовой стрелке, т. е. против возрастания полярных углов, принимаем проекцию скорости на касательную со знаком минус, т. е.

$$c_s = -c = -r\omega_0.$$

Но при круговых движениях $\partial n = \partial\rho = \partial r$. Подставляя последнее выражение в уравнение (III—59), находим

$$\omega = -\frac{1}{2}(-\omega_0 - \omega_0) = \omega_0,$$

т. е. вихрь равен угловой скорости вращения газа или жидкости, как твердого тела.

Из уравнений (III—59, 58 и 56) получим

$$\frac{\partial E}{\partial s} = -W_s; \quad \frac{\partial E}{\partial n} = -\frac{2c\omega}{g} - W_n. \qquad \text{(III—60)}$$

Эти уравнения определяют изменение E в криволинейных потоках по направлению скорости частицы и перпендикулярно ей. Величина E при отсутствии трения ($W_s = W_n = 0$) не зависит от s, т. к. $\frac{\partial E}{\partial s} = 0$, т. е. по направлению движения частицы или по линии тока E не меняется. Второе уравнение показывает, что изменение E поперек движения пропорционально удвоенному произведению скорости на вихрь в данной точке потока. Если один из этих сомножителей равен нулю, то E вблизи данной точки не будет изменяться при переходе от одной линии тока к другой. В соответствии с ранее сказанным при отсутствии вихря ($\omega = 0$) в любой точке потока без трения уравнения (III—60) преобразуются

$$\frac{\partial E}{\partial s} = 0, \quad \frac{\partial E}{\partial n} = 0. \qquad \text{(III—60а)}$$

Полная удельная энергия во всех точках одинакова, или для всего потока

$$E = \frac{c^2}{2g} + \int^p \frac{dp}{\gamma} = \text{const}, \qquad \text{(III—61)}$$

т. е. сумма скоростного и пьезометрического напора во всем потоке постоянна (теорема Эйлера) [III—1,3].

Такое движение называется безвихревым, или потенциальным. Оно является основой гидро-газодинамической теории течения в идеальных лопаточных механизмах (гидравлические турбины и насосы, газовые и паровые турбины, центробежные и осевые компрессоры).

Если движение вихревое ($\omega \neq 0$), то из уравнений (III—60) можно найти некоторые основные свойства вихря как функции координат потока. Действительно, дифференцируя первое уравнение по n, а второе по s и помня, что по свойству вторых частных производных

$$\frac{\partial^2 E}{\partial s\,\partial n} = \frac{\partial^2 E}{\partial n\,\partial s}$$

после вычитания первого уравнения из второго и группировки его членов получим

$$\frac{2}{g}\cdot\frac{\partial c\omega}{\partial s} = \frac{\partial W_n}{\partial s} - \frac{\partial W_s}{\partial n}, \qquad \text{(III—62)}$$

При отсутствии трения ($W_s = W_n = 0$)

$$\frac{dc\omega}{ds} = 0 \quad \text{или} \quad c\omega = \text{const}, \qquad \text{(III—62a)}$$

т. е. на любой линии тока произведение скорости на вихрь остается постоянным. С другой стороны, если применить уравнение (III—33) к элементарной струйке с постоянным сечением, то

$$\gamma c = \text{const} \qquad \text{(III—63)}$$

для любой линии тока. Из уравнений (III—62 и III—63) получим

$$\frac{\omega}{\gamma} = \text{const}, \qquad \text{(III—64)}$$

т. е. на любой линии тока при отсутствии трения в установившемся потоке отношение вихря к удельному весу газа остается постоянным. Необходимо помнить, что при переходе от одной линии тока к другой эта величина меняется. Отметим, что метод, примененный для вывода, недостаточно строг. Более строгий вывод равенства (III—64) указан в литературе по газодинамике [III—1, III—2, III—3].

Из равенства (III—64) следует, что вихрь в газовом потоке не может ни возникнуть, ни исчезнуть без трения. Действительно, на линии тока величина ω пропорциональна удельному весу, т. е.

$$\omega = C\gamma, \qquad \text{(III—64a)}$$

где C — постоянный коэффициент.

Значит, если в какой-либо точке $\omega = 0$, то и $C = 0$ для всей линии тока, проходящей через эту точку, так как по физическому смыслу $\gamma > 0$ (абсолютное разрежение исключается). Отсюда следует, что уже на этой линии тока ни в одной точке вихрь не может возникнуть. Но, если в какой-то точке $\omega \neq 0$, т. е. $C \neq 0$, то ни в одной точке соответствующей линии тока ω не может обратиться в нуль. Это свойство вихрей называется теоремой о сохранении вихря в потоках без трения (теорема Гельмгольца) [III—3].

Из сказанного следует, что безвихревое, или потенциальное, движение также не может ни возникнуть, ни исчезнуть при непрерывных течениях газа без трения.

Вихри в газовых потоках образуются по следующим причинам. Из уравнения (III—62) следует, что при существовании сил трения вихрь по линии тока изменяется не пропорционально γ и, значит, при соответствующих условиях он может возникнуть или исчезнуть.

Вихревое движение может также возникнуть в газовых потоках, при образовании разрывных и ударных поверхностей.

С термодинамической точки зрения появление вихрей в потоке связано с увеличением энтропии.

Пример 11. При вихревом движении воздуха на одной из линий тока известны следующие данные:

$$c_0 = 100 \text{ м/сек}, \quad p_0 = 6 \text{ ата}, \quad T_0 = 320°\text{K}, \quad \omega_0 = 5 \text{ 1/сек},$$

определнть параметры в точке M со скоростью $c = 200$ м/сек. предполагая процесс движения адиабатическим.

Исходный удельный вес

$$\gamma_0 = \frac{p_0}{RT_0} = \frac{6 \cdot 10^4}{29{,}3 \cdot 320} \approx 6{,}41 \text{ кГ/м}^3.$$

Константа в уравнении (III—64 а)

$$C = \frac{\omega_0}{\gamma_0} = \frac{5}{6{,}41} \approx 0{,}78 \text{ м}^3 \text{ кГ} \cdot \text{сек}.$$

Температура в точке M (III—30)

$$T = T_0 + \frac{A(c_0^2 - c^2)}{2gc_p} = 320 + \frac{100^2 - 200^2}{427 \cdot 19{,}6 \cdot 0{,}24} \approx 320 - 15 = 305°.$$

Давление и удельный вес по адиабатическим формулам

$$p = p_0 \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 6 \left(\frac{305}{320}\right)^{3{,}5} \approx 6 \cdot 0{,}83 = 4{,}95 \text{ ата}$$

$$\gamma = \gamma_0 \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{1}{k-1}} = 6{,}41 \left(\frac{305}{320}\right)^{2{,}5} \approx 6{,}41 \cdot 0{,}895 = 5{,}75 \text{ кГ/м}^3.$$

Величина ω из уравнения (III—64 а)

$$\omega = C \quad \gamma = 0{,}78 \cdot 5{,}75 = 4{,}46 \text{ 1/сек}.$$

Некоторые простейшие виды плоских газовых потоков

При отсутствии трения, поверхностей разрыва и ударов вихревые движения в газе возникнуть не могут. Следовательно, если газ находился в потенциальном (безвихревом) движении и на него накладывается второе потенциальное движение, то новое сложное движение также будет потенциальным. В ряде практически важных задач теории центробежных и осевых компрессоров считают, что удельный вес мало изменяется, т. е. принимают газ за несжимаемую жидкость. При таком допущении скорости сложного потенциального движения будут равны геометрической сумме скоростей составляющих движений. Благодаря этому важному свойству потенциальных движений несжимаемых жидкостей упрощается решение задач теории взаимодействия твердого тела и жидкости путем наложения простейших потенциальных потоков друг на друга [III—1,3].

Простейшим потенциальным потоком будет прямолинейный поток, у которого скорости остаются постоянными по линии тока. Принимая за ось x общее направление движения потока, т. е. по-

лагая $s = x$ и $n = y$, из условия потенциальности ($\omega = 0$) и прямолинейности $\left(\frac{1}{\rho} = 0\right)$ получим

$$\frac{\partial c}{\partial y} = 0,$$

т. е. скорость постоянна не только по линиям тока, но и в поперечных направлениях. Таким образом, прямолинейный потенциальный поток является в то же время потоком, векторы скоростей которого во всех точках равны. Тогда, на основании теоремы Эйлера, в этом потоке все частицы испытывают одинаковое давление. Сравнивая это потенциальное движение с движением твердого тела, можно сказать, что по кинематике оно аналогично равномерному, прямолинейному движению твердого тела.

Как второй пример, рассмотрим потенциальное вращение. Выше мы описывали вращательное движение газа как твердого тела и показали, что в этом случае вихрь и угловая скорость движения совпадают. Рассмотрим теперь такое круговое движение газа, при котором вихрь остается постоянным во всех точках потока. При круговом движении нормаль к траекториям будет совпадать с направлением радиуса соответствующей траектории, радиус кривизны ее будет равен радиусу полярной координаты, а элемент дуги определяться выражением

$$ds = rd\theta,$$

где θ — соответствующий полярный угол.

Из уравнения (III—59) для вихря с учетом изменения направления скорости

$$\frac{\partial c}{\partial r} + \frac{c}{r} = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial rc}{\partial r} = 2\omega = \text{const}.$$

Интегрируя по r, получим

$$rc = r_0 c_0 + \omega (r^2 - r_0^2), \qquad \text{(III—65)}$$

или

$$c = \frac{r_0 (c_0 - \omega r_0)}{r} + \omega r. \qquad \text{(III—65а)}$$

Из последнего выражения следует, что при постоянном вихре круговое движение газа складывается из двух движений: вращательного, аналогичного вращению твердого тела вокруг неподвижной оси, скорость которого возрастает пропорционально расстоянию от оси вращения (ωr), и движения, тоже кругового, но у которого скорость убывает обратно пропорционально этому расстоянию. Из уравнения (III—65а) видно, что такое движение может существовать и в том случае, если вихрь во всей плоскости равен нулю

($\omega = 0$). Но тогда в центре вращения ($r = 0$) скорость движения будет обращаться в бесконечность и, значит, оно возможно только за пределами круга определенного радиуса. Радиус этого круга определяется по теореме Эйлера из условия равенства нулю минимума давления в потоке. Очевидно, что это минимальное значение давления будет отвечать максимальному значению скорости из равенства

$$c_{\max} = \sqrt{2gE}. \qquad \text{(III—66)}$$

Сопоставляя выражение (III—66) со значением c по уравнению (III—65а) при $\omega = 0$, найдем минимальный радиус предельного круга

$$r_{\min} = \frac{r_0 c_0}{\sqrt{2gE}}. \qquad \text{(III—66а)}$$

Вторым свойством рассматриваемого потенциального движения является свойство сохранения момента скорости или момента удельного количества движения, т. е. постоянства величины произведения $r \cdot c$. Для дальнейшего введем новое понятие циркуляции скорости по замкнутому контуру, как интеграл, подобный интегралу работы силы на замкнутом контуре. Эту величину обозначим Г [III—1,3]

$$\Gamma = \oint c \cos \alpha \, dl, \qquad \text{(III—67)}$$

где α — угол между направлениями элемента контура dl и скорости в соответствующей точке контура.

Применяя формулу (III—67) к любой окружности рассматриваемого выше движения получим при $\alpha = 0$ и $dl = rd\theta$ выражение для циркуляции

$$\Gamma = \int cdl = \int_0^{2\pi} rcd\theta = 2\pi rc. \qquad \text{(III—67а)}$$

Для кругового потенциального движения циркуляция остается постоянной на любой концентрической окружности. Если же возникает и вихревое движение ($\omega \neq 0$), то этого заключения сделать нельзя, что, в частности, подтверждает уравнение (III—65). Действительно, из уравнений (III—65 и III—67а)

$$\Gamma = 2\pi r_0 c_0 + 2\pi (r^2 - r_0^2) \omega, \qquad \text{(III—67б)}$$

т. е. циркуляция в этом случае изменяется пропорционально квадрату радиуса окружности, к которой она относится. Из этого же уравнения следует, что разность циркуляций по двум концентри-

ческим окружностям с радиусами r и r_0 равна произведению площади соответствующего кольца на удвоенное значение вихря, т. е.

$$\Gamma - \Gamma_0 = 2\omega\pi (r^2 - r_0^2) = 2\omega F_{кон}. \qquad (III—67в)$$

Пример 12. Определить физико-механические параметры, радиусы пограничных окружностей и циркуляцию для кругового движения воздуха, состоящего из внутреннего ядра, вращающегося как твердое тело с $\omega_0 = 50$ $1/сек$, и внешнего потенциального движения, по следующим данным.

Давление на внутреннем радиусе ядра $p_0 = 0{,}65$ *ата*, на внешнем его радиусе $p_1 = 0{,}8$ *ата*, бесконечном удалении $p_\infty = 1$ *ата*. Там же температура $T_\infty = 300°К$. При расчете принимать для ядра $\gamma = \gamma_1 = \text{const}$, а во внешнем потенциальном потоке — адиабатический закон.

По уравнениям (III—2, 39в, 39б и 22):

$$\gamma_\infty = \frac{p_\infty}{RT_\infty} = \frac{10^4}{29{,}3 \cdot 300} \approx 1{,}14 \ кГ/м^3;$$

$$\gamma_1 = \gamma_\infty \left(\frac{p_1}{p_\infty}\right)^{\frac{1}{k}} = 1{,}14 \cdot 0{,}8^{0{,}74} \approx 1{,}14 \cdot 0{,}855 = 0{,}975 \ кГ/м^3;$$

$$T_1 = T_\infty \left(\frac{p_1}{p_\infty}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 300 \cdot 0{,}8^{0{,}286} \approx 300 \cdot 0{,}94 = 280°К;$$

$$c_1 = 45\sqrt{T_\infty - T_1} \approx 200 \ м/сек.$$

Из уравнений (III—65 и 60) при $W_n = 0$

$$r_1 = \frac{c_1}{\omega} = \frac{200}{50} = 4 \ м$$

$$c_0 = \sqrt{c_1^2 - 2g\frac{p_1 - p_0}{\gamma_1}} = \sqrt{200^2 - 19{,}6\frac{0{,}15 \cdot 10^4}{0{,}975}} \approx \sqrt{9930} \approx 99 \ м/сек;$$

$$r_0 = \frac{c_0}{\omega_0} = \frac{99}{50} = 1{,}97 \ м.$$

По уравнению (III—67в)

$$\Gamma_1 - \Gamma_0 = 2\pi (r_1^2 - r_0^2)\,\omega_0 = 2\pi (4^2 - 1{,}9)\,50 \approx 3830.$$

Понятие о вихревом потоке, теорема Стокса и ее следствия

Уравнение (III—67в) является частным выражением общей теоремы теории вихрей, известной под названием теоремы Стокса. Для ее формулировки необходимо ввести понятие о потоке вихря через элемент поверхности как удвоенное произведение величины вихря этого элемента на его площадь, т. е.

$$dI = 2\omega dF. \qquad (III—68)$$

Тогда поток вихря через любую конечную площадь

$$I = 2\int_F \omega dF. \qquad (III—68а)$$

В частном случае, при $\omega = \text{const}$ на рассматриваемой площади, из уравнения (III—68а) следует равенство $I = 2\omega F$, что при кольцевой площади отвечает правой части уравнения (III—67а). Обобщая уравнение, можно для плоских потоков сформулировать теорему Стокса.

Поток вихря через любую площадь, ограниченную одной или несколькими замкнутыми кривыми, равен алгебраической сумме циркуляций по этим кривым.

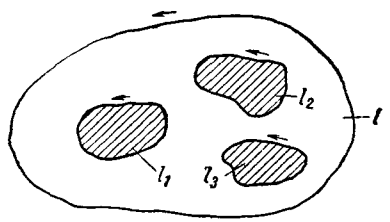


Рис. 128. К выводу свойств циркуляции

Вывод теоремы помещен в курсах газодинамики [III—1, 3]. Из этой теоремы вытекает, что при отсутствии вихрей внутри какого-либо замкнутого контура циркуляция равна нулю, при условии, что площадь ограничена только этим одним контуром. Если область ограничена двумя контурами, как при кольцевых площадях, то при отсутствии вихрей из теоремы Стокса, а также уравнения (III—67в) вытекает равенство циркуляций по обоим контурам.

Эти же выводы в более общем виде можно получить следующим способом. Пусть в потоке газа находится несколько контуров $l_1, l_2, l_3 \ldots$, ограничивающих вихревые области (рис. 128). Вне этих контуров вихревых областей нет. Проведем контур l, который окружает все указанные контуры; его точки лежат вне вихревых областей. Тогда область движения, заключенная внутри l и вне контуров l_1, l_2, l_3 ... , будет представлять область безвихревого движения. Поток вихря в ней равен нулю. На основании теоремы Стокса можно сказать, что циркуляция Γ по контуру l будет равна сумме потоков вихрей через области, ограниченные контурами l_1, l_2, l_3 ... . С другой стороны, по той же теореме потоки вихрей через эти контуры соответственно равны циркуляциям, т. е. величинам Γ_1, Γ_2, Γ_3 ... . Отсюда следует:

$$\Gamma = \Gamma_1 + \Gamma_2 + \Gamma_3 + \ldots \qquad (III—69)$$

Очевидно, из равенства (III—69) вытекают все ранее полученные следствия и, в частности, циркуляции по любым контурам, окружающим одну и ту же вихревую область, и всеми точками, лежащими в потенциальной части потока, равны. Для этого достаточно

считать, что контур l имеет только одну вихревую область l_1. Тогда из равенства (III—69) следует, что циркуляция по любому контуру l равна циркуляции по контуру l_1, что и доказывает вышесказанное.

Если по любому замкнутому контуру, который можно в пределе стянуть внутри газового потока в точку, циркуляция равна нулю, то данный поток безвихревой. Действительно, для бесконечно малого контура по теореме Стокса

$$\delta\Gamma = 2\omega\delta F,$$

но по условию $\delta\Gamma \equiv 0$, значит $\omega = 0$, так как $\delta F \neq 0$.

Если контур нельзя стянуть в точку внутри рассматриваемого потока, то несмотря на его потенциальность циркуляция может отличаться от нуля, но будет обязательно постоянной. Последнее положение подтверждается примером потенциального кругового движения, рассмотренным выше.

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПОТОКА С ТВЕРДЫМИ СТЕНКАМИ И ТЕЛАМИ

Силы взаимодействия потока с твердым телом

Отмеченные свойства вихревых и потенциальных движений лежат в основе современных представлений о взаимодействии потока без трения, с помещенным в нем твердым телом. По теореме Н. Е. Жуковского сила взаимодействия неограниченного неразрывного потока без трения с твердым телом возможна только в случае, если циркуляция вокруг контура тела не равна нулю [III—3]. Величина этой силы будет равна произведению плотности потока $\frac{\gamma}{g}$ на скорость в бесконечности c_∞ (практически на достаточно большем удалении от тела), на циркуляцию вокруг его контура и размер тела l, перпендикулярный плоскости течения, т. е.

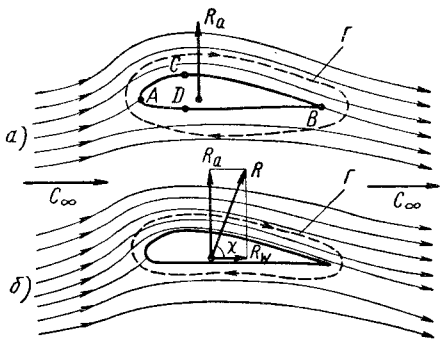


Рис. 129. Подъемная сила профиля по Жуковскому

$$R_a = \frac{\gamma}{g} c_\infty \Gamma l. \qquad \text{(III—70)}$$

Эта сила направлена перпендикулярно вектору $\vec{c}_\infty$ в ту сторону от него в плоскости движения, в которой направления циркуляции

и скорости совпадают (рис. 129, *а*). Из уравнения (III—70) видно, что при отсутствии вихря на поверхности тела сила взаимодействия равна нулю. Эта сила не имеет составляющей в направлении основного движения потока, так как она перпендикулярна скорости $\vec{c}_\infty$. Иными словами, при обтекании твердого тела идеальным неразрывным потоком оно не испытывает давления в направлении потока. Этот вывод известен в гидромеханике под названием парадокса Даламбера. Он является следствием основных предположений о характере потока: отсутствие трения, вихрей, разрывов и отрывов в потоке. В действительности (см. рис. 129, *б*) поток не обладает этими качествами. В нем всегда в той или иной степени существуют трение, вихри, разрывы или отрывы. Вследствие этого появляется

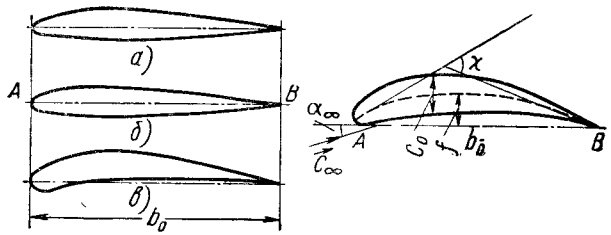


Рис. 130. Типы профилей:
а — асимметричный; *б* — симметричный; *в* — изогнутый

сила $\vec{R}_w$, действующая на тело в направлении основного движения вне зависимости от силы Жуковского $\vec{R}_a$.

Отсюда следует, что полная сила $\vec{R}$, действующая на тело со стороны потока, определяется геометрической суммой сил $\vec{R}_a$ и $\vec{R}_w$ (см. рис. 129, *б*), т. е.

$$R = \sqrt{R_a^2 + R_w^2}; \quad \operatorname{tg}\delta = \frac{R_a}{R_w}. \qquad \text{(III—71)}$$

Обычно эти две силы представляют в виде

$$R_a = C_a \frac{\gamma_\infty c_\infty^2}{2g} bl, \quad R_w = C_w \frac{\gamma_\infty c_\infty^2}{2g} bl, \qquad \text{(III—72)}$$

где C_a и C_w — коэффициенты подъемной силы и сопротивления,
b_0 — хорда профиля или длина отрезка AB (рис. 130).

На рисунке также показаны основные контуры профилей, применяемых при конструировании рабочих и направляющих аппаратов осевых и отчасти центробежных компрессоров.

В общем случае коэффициенты C_a и C_w для безграничного потока зависят от угла атаки α_∞ между направлением скорости и хордой

и от формы профиля, определяемой минимальной относительной толщиной $\bar{c}_0 = \frac{c_0}{b_0}$, углом искривления χ криволинейной оси профиля ACB, видом этой оси, которую в большинстве случаев выполняют в виде окружности или параболы; C_a и C_w зависят также от безразмерных характеристик: чисел Re_∞ и M_∞, степени турбулизации потока и относительной шероховатости профиля $\bar{k}_ш = \frac{\bar{k}_ш}{c_0}$. Из сказанного следует, что при заданном типе криволинейной оси C_a и C_w в общем случае будут функциями величин: α_∞, $\bar{c}_0$, χ, Re_∞, M_∞ и $\bar{k}_ш$ [III—3], где числа Re_∞ и M_∞:

$$Re_\infty = \frac{c_\infty b_0}{\nu_\infty}, \quad M_\infty = \frac{c_\infty}{a_\infty}. \qquad \text{(III—73)}$$

Чтобы характеризовать влияние вышеназванных параметров на коэффициенты C_a и C_w, приведем некоторые числовые значения для различных профилей.

а) Влияние толщины при различных углах атаки на коэффициент C_w симметричного профиля показано следующими данными:

$\bar{c}_0$ =	6%	9%	12%	15%	16%	
$\alpha_\infty = 0°$ C_w =	0,0060	0,0066	0,0070	0,0078	0,0080	при $M_\infty \leqslant 0{,}6$
$\alpha_\infty = 4°$ C_w =	0,0070	0,0070	0,0075	0,0076	0,0080	при $M_\infty \leqslant 0{,}4$

При сравнительно небольших числах M и углах атаки коэффициент C_w для симметричных профилей с увеличением $\bar{c}_0$ возрастает. При тех же условиях для симметричных профилей Н. Е. Жуковского ($Re_\infty = 0{,}4 \cdot 10^6$) опытные данные при $\alpha_\infty = 0$ следующие.

$\bar{c}_0$	10%	20%	30%	40%
C_w	0,0086	0,0126	0,0180	0,032,

т. е. C_w также возрастает и для этого профиля с увеличением $\bar{c}_0$ [III—3].

б) Влияние числа Re_∞ на C_w при малых углах атаки ($\alpha_\infty \leqslant 4$—$6°$) и умеренном M_∞ во многих случаях можно не учитывать. При больших α_∞ оно обычно начинает сказываться (масштабный эффект). Так, например, при $\alpha_\infty = 12°$, $C_w = 0{,}12$ для $Re_\infty = 0{,}81 \times 10^6$ и $C_w = 0{,}05$ для $Re_\infty = 6 \cdot 10^6$. В общем случае C_w с возрастанием Re_∞ в начале убывает и затем начинает возрастать, оставаясь ниже некоторого предела для возможных в практике случаев [III—3].

в) Относительная шероховатость влияет при больших числах Re_∞ ($Re_\infty \geqslant 5 \cdot 10^6$). Например, $C_w = 0{,}006$ при гладкой поверхности, 0,008 при малой шероховатости ($\bar{k}_ш = 5 \cdot 10^{-5}$) и 0,011—более крупной шероховатости ($\bar{k}_ш = 12{,}5 \cdot 10^{-5}$).

г) Влияние числа M_∞ на C_w сильно зависит от угла атаки и толщины профиля. Например, для симметричных профилей $C_w = 0{,}02$ при следующих числах M_∞ — для различных $\bar{c}_0$ и α_∞

$\bar{c}_0$		6%	9%	12%	15%	18%
$\alpha_\infty = 0°$	M_∞	0,88	0,85	0,81	0,785	0,750
$\alpha_\infty = 4°$	M_∞	0,73	0,705	0,70	0,70	0,680

С увеличением угла α_∞ число M_∞ влияет сильнее на C_w. В то же время при больших углах атаки $\bar{c}_0$ сказывается меньше на числе M_∞, при котором достигается заданное значение C_w [III—3].

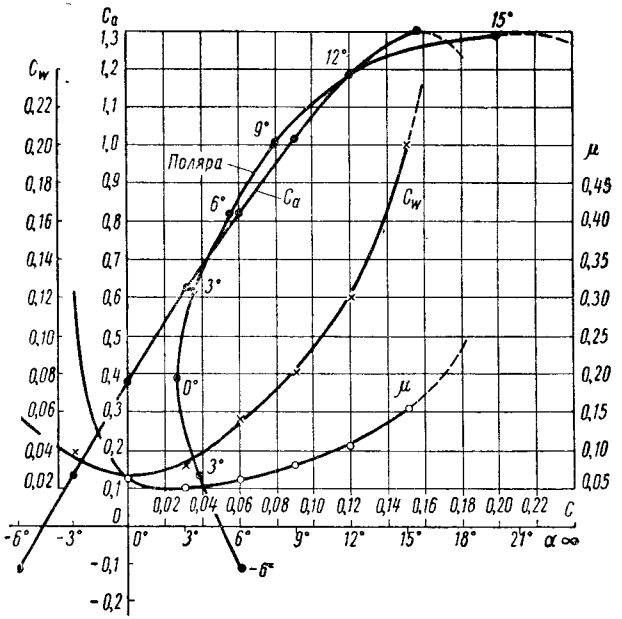


Рис. 131. Влияние угла атаки на C_a и C_w при малых значениях M_∞

д) Влияние угла α_∞ на C_w показано на рис. 131, где изображены кривые зависимости C_w от α_∞ при малых M_∞. Там же представлены зависимость C_a от α_∞ и коэффициент обратного качества того же профиля

$$\mu = \frac{C_w}{C_a} = \operatorname{ctg} \delta. \qquad \text{(III—74)}$$

На рис. 131 показана также зависимость C_a от C_w или так называемая поляра профиля. Очевидно, что радиус-вектор, проведенный из начала координат до точки поляры, определяет направление

полной силы $\vec{R}$, действующей на профиль при заданном угле атаки и совпадении скорости $\vec{c}_\infty$ с направлением оси C_w [III—2, III—3, III—4].

В авиации обычно ось x принимают в обратном направлении равномерному движению самолета, т. е. при координатах, неизменно связанных с центром инерции самолета, эта ось будет совпадать с относительной скоростью воздуха V_∞, набегающего на самолет из бесконечности. Ось y перпендикулярна этой оси по правой системе отсчета углов. При таком выборе осей сопротивление и подъемная сила как проекции силы $\vec{R}$ на эти оси обозначаются R_x и R_y, а их коэффициенты C_x и C_y. В теории турбомашин эти обозначения неудобны, так как оси x и y выбирают из других соображений, поэтому целесообразнее сохранить обозначения C_w и C_a коэффициентов, о чем будет сказано ниже.

е) Влияние угла атаки на C_a при малых M_∞ (см. рис. 131) может быть также определено по приближенной формуле [III—1]

$$C_a = \frac{C_{a\ \text{несж}}}{\sqrt{1 - M_\infty^2}}, \qquad \text{(III—75)}$$

где $C_{a\ \text{несж}}$ — коэффициент того же профиля для потока несжимаемой жидкости. Его значения определяются углом атаки по кривым, аналогичным кривой на рис. 131.

Из этой формулы видно, что с увеличением числа M_∞ при заданном угле атаки коэффициент C_a возрастает. Однако это возрастание наблюдается до определенного значения M_∞, которое зависит от формы и толщины профиля угла атаки. Например, при $\bar{c}_0 = 15\%$ для изогнутого, асимметричного профиля:

	M_∞ =	0,30	0,60	0,70	0,75	0,80	
$\alpha_\infty = 0°$	C_a =	0,095	0,12	0,12	0,19	0,09	опытные
$\alpha_\infty = 0°$	C_a =	0,095	0,115	0,127	0,13	0,15	по (III—75)
$\alpha_\infty = 4°$	C_a =	0,50	0,59	0,58	0,46	0,31	опытные
$\alpha_\infty = 4°$	C_a =	0,50	0,60	0,67	0,73	0,80	по (III—75)

Эти данные показывают, что с возрастанием угла атаки начало спада кривой $C_a = f(M_\infty)$ отвечает меньшим M_∞. Для тонкого симметричного профиля ($\bar{c}_0 \approx 6\%$) начало падения этой кривой отвечает $M_\infty = 0{,}8$ при $\alpha_\infty = 4°$. Числа $M_{\infty\,кр}$, отвечающие началу падения $C_a = f(M_\infty)$, при заданном типе профиля будут тем меньше, чем больше угол атаки и толщина профиля, т. е. при толстых профилях с увеличением скорости c_∞ подъемная сила уменьшается раньше, чем при тонких.

ж) Влияние числа Re_∞ на C_a при умеренных числах сказывается главным образом на их значении около критических углов атаки,

отвечающих перегибу кривой $C_a = f(\alpha)$, или вблизи $C_{a\,max}$. Как правило, с увеличением Re_∞ этот максимум возрастает, что видно из следующих опытных данных:

$Re_\infty =$	10^6	$2 \cdot 10^6$	$3 \cdot 10^6$
$C_{a\,max} =$	1,02	1,08	1,225

На эти максимальные значения коэффициента подъемной силы также влияет степень турбулизации набегающего потока. Возрастание турбулизации потока вызывает увеличение $C_{a\,max}$, что видно из опытных данных для $Re_\infty = 10^6$, расположенных по величине степени турбулизации, начиная со значения $C_{a\,max}$ при невозмущенном потоке и выше:

$$C_{a\,max} = 1{,}17 \qquad 1{,}30 \qquad 1{,}39 \qquad 1{,}53$$

Пример 13. Скорость потока воздуха, обтекающего искривленный профиль, равна 50 *м/сек*. Хорда профиля 80 *мм*, определить удельные силы (l = = 1 *м*), действующие на профиль, пользуясь рис. 131 при $\alpha_\infty = 4°$ и γ_∞ = = 1,23 *кГ/м*^{3}.

На основании рис. 131

$$C_a = 0{,}65, \qquad C_w = 0{,}04.$$

По уравнениям (III—72)

$$\frac{\gamma_\infty c_\infty^2}{2g} bl \approx \frac{2500 \cdot 0{,}08}{16} 1 \approx 12{,}5 \text{ кг}$$

$$R_a = 0{,}65 \cdot 12{,}5 \approx 8{,}11 \text{ кг}$$

$$R_w = 0{,}04 \cdot 12{,}5 \approx 0{,}5 \text{ кг}.$$

По уравнениям (III—71)

$$R = \sqrt{R_a^2 + R_w^2} = \sqrt{8{,}11^2 + 0{,}5^2} \approx 8{,}12 \text{ кг}$$

$$\operatorname{ctg} \delta = \frac{0{,}5}{8{,}11} = 0{,}0615, \qquad \delta = 3°{,}5.$$

Рассмотрев влияние различных факторов на коэффициенты подъемной силы и сопротивления одиночного профиля, следует оговориться, что в осевых и центробежных колесах нет одиночных профилей, они имеют систему одинаковых профилей, равномерно расположенных на прямой (осевые) или на круге (центробежные), т. е. прямые или круговые решетки профилей. Однако многие основные свойства и формы газодинамических сил, действующих на каждый из профилей при обтекании их потоком при определении главных газодинамических параметров, будут похожи или подобны аналогичным свойствам одиночных профилей. Новым существенным фактором является густота решетки, характеризующая число профилей, приходящееся на единицу длины по ее оси. Влияние густоты во многих случаях будет доминирующим, что не позволяет без

соответствующей проверки переносить закономерности и данные с одиночных профилей на их решетки. Более подробно это рассмотрено в главе V.

Из основной формулы Н. Е. Жуковского (III—70) следует, что наиболее важная для дальнейших приложений составляющая силы взаимодействия — подъемная сила — существует только в том случае, если набегающий поток создает циркуляцию вокруг профиля. Очевидно, вдали от профиля, где поток практически равномерный и прямолинейный, эта циркуляция образоваться не может, тем более при сделанном предположении об отсутствии сил трения в потоке. Значит, причина ее возникновения лежит в самом профиле. Как было уже указано, при симметричных профилях, обтекаемых потоком с углом атаки, равном нулю, подъемная сила отсутствует. Она появляется в этих профилях при несимметричном обтекании или замене их искривленными профилями. В том и другом случаях частицы потока, движущиеся по разным сторонам профиля, будут проходить различные пути по его контуру (см. рис. 129). Они должны сбегать с профиля при отсутствии отрывов и разрывов одновременно, поэтому частицы, проходящие по длинной выпуклой части контура, должны иметь бо́льшие скорости, чем соответствующие частицы, движущиеся по короткой (вогнутой) части контура. По теореме Эйлера (III—61) давления на этих частях контура давление меньше, а на коротких больше, что приводит к образованию силы, действующей на профили перпендикулярно к скорости $\vec{c}_\infty$ и направленной от вогнутой его стороны к выпуклой. Одновременно из определения (III—67) следует, что циркуляция по рассматриваемому контуру

$$\Gamma = \oint c\delta l = \int\limits_{AB_{дл}} c\delta l - \int\limits_{AB_{кор}} c\delta l \neq 0,$$

так как первый интеграл, распространенный на длинную часть, будет по абсолютной величине больше второго. Из сказанного следует взаимная зависимость образования сил и циркуляций при обтекании профилей асимметричными потоками [III—3, III—4].

С другой стороны, если циркуляция по некоторому замкнутому контуру не равна нулю, то в части потока внутри контура должны находиться вихри. В рассматриваемом случае внутри контура находится твердый профиль, поэтому применить это положение из теории вихрей без соответствующих объяснений нельзя. Н. Е. Жуковский предположил, что в очень тонком слое на поверхности профиля образуется вихревой слой, создающий эту циркуляцию и, следовательно, подъемную силу. При таком предположении можно

рассматривать профиль как вихревую область и говорить ом «жидком вихревом профиле», который поддерживает ию в окружающем его потенциальном безвихревом потоке

Схема жидкого вихревого профиля позволяет теоешить такую задачу. Рассмотрим обтекание круговиля (кругового цилиндра) равномерным в бесконечоком газа. Очевидно, в этом случае движение будет симметрично (рис. 132, *а*). Сила взаимодействия при отсутствии трения и отрывов будет равна нулю, так же как и циркуляция вокруг цилиндра. Если цилиндр вращать вокруг своей оси с угловой скоростью ω_0 и рассматривать его как жидкую круговую вихревую область, то на основании теории жидкого вихревого профиля вокруг цилиндра в неподвижной среде образуется круговое потенциальное движение, которое было рассмотрено выше (см. рис. 132, *б*). Это движение согласно уравнению (III—67в) имеет постоянную циркуляцию

$$\Gamma = 2\pi r_0^2\omega_0 = 2\pi r_0 u_0,$$

где $u_0 = r_0\omega_0$.

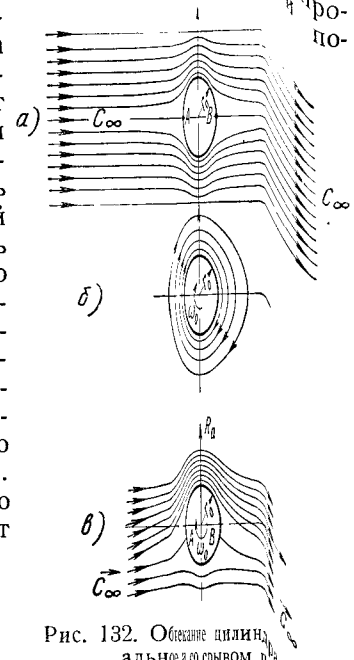


Рис. 132. Обтекание цилиндра: *а* — потенциальное со срывом

Указывалось, что при наложении двух потенциальных движений мы получим сложное потенциальное движение точек которого равны геометрической сумме скоростей скл движений и циркуляция по любому замкнутому конту браической сумме циркуляций в составляющих движени при сложении рассмотренных двух потенциальных движ чим сложное потенциальное движение вокруг цил рис. 132, *в*), которое будет асимметричным, вдали от цил постоянную скорость c_∞. Циркуляция Γ в нем равна полувращательного движения. По теореме Жуковского сила ствия этого потока с цилиндром равна подъемной сил

$$R_a = \frac{\gamma}{g} c_\infty \Gamma l = \frac{\gamma}{g} 2\pi r_0^2 \omega_0 c_\infty$$

(см. имеет циркуляции (III—69).

(III—76)

Полученное заключение полностью подтверждается опытом взаимодействия потоков, обтекающих твердые вращающиеся вокруг своей оси цилиндры. На основании этого явления в 20—30-х годах нашего столетия были созданы так называемые роторные суда, которые использовали энергию ветра для перемещения при помощи сил, действующих на вращающиеся вертикальные цилиндры, помещенные на палубе [III—3].

Пример 14. Определить радиус вращающегося цилиндра в потоке воздуха, если подъемная сила равна 500 *кг* при скорости набегающего потока $c_\infty = 10$ *м/сек* и высоте цилиндра $l = 10$ *м*. Удельный вес воздуха 1,23 *кГ/м*^{3} и число оборотов цилиндра $n = 300$ в минуту. Циркуляция по (III—76)

$$\Gamma = \frac{R_a}{\frac{\gamma}{g} c_\infty l} = \frac{500 \cdot 8}{10 \cdot 10} = 40 \ м^2/сек.$$

Угловая скорость

$$\omega_0 = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 300}{30} = 10\pi \approx 31{,}4 \ \frac{1}{сек}.$$

Радиус цилиндра по (III—67в)

$$r_0 = \sqrt{\frac{\Gamma}{2\pi\omega_0}} = \sqrt{\frac{40}{2\pi \cdot 10\pi}} \approx 0{,}432 \ м.$$

Предшествующие пояснения показывают необходимость создания вихревой пленки на поверхности профиля для существования подъемной силы. Однако они не разъясняют условий, при которых образуются силы сопротивления. Основными причинами, вызывающими эти силы, являются трение и отрыв потока от поверхности тела при сбегании и тем самым образование разрежения за потоком (см. рис. 130, *б*). При симметричном обтекании эти факторы зависят от толщины профиля, чисел Re_b и M_∞. Представляя коэффициент сопротивления C_w, как сумму двух коэффициентов: $C_{w\,тр}$ — трения и $C_{w\,ф}$ — формы, можно привести данные при умеренных M_∞ и постоянном Re_∞ ($Re_\infty \approx 0{,}4 \cdot 10^6$) для симметричного профиля различной толщины:

$\bar{c}_0$	10%	20%	30%	40%
$C_{w\,тр}$	0,0061	0,0070	0,0075	0,0092
$C_{w\,ф}$	0,0022	0,0050	0,0105	0,0220

Эти данные показывают, что с возрастанием $\bar{c}_0$ фактор формы (разрежение за телом) начинает доминировать в сопротивлении профиля. При тонких же профилях основным фактором является трение.

В случае криволинейных профилей или асимметричных обтеканий на величину $C_{w\,ф}$ сильно влияет увеличение угла атаки.

Коэффициент $C_{w\,тр}$ при изменении $\alpha_\infty \approx -0°$, 18–5°,82 для метричного профиля при $Re_\infty = 1{,}25 \cdot 10^6$ и $c_0 \approx 15\%$ характеризуется данными:

α_∞	−0°,18	2°,82	5°,82
$C_{w\,тр}$	0,0085	0,0090	0,0095

т. е. сравнительно мало изменяется от α_∞.

Для сравнительно малых углов атаки можно приближенно полагать [III—3]

$$C_a = A\alpha_\infty, \quad C_w = C_{w_0} + B\alpha_\infty^2, \qquad (III$$

где A и B — коэффициенты, зависящие от типа профиля, толщины, числа Re_∞, M_∞ и т. п. Для заданного профиля при Re_∞, мало изменяющихся и небольших величины A и B можно считать постоянными.

Относительное движение газа

До сих пор мы рассматривали абсолютное движение газовых потоков, т. е. движение относительно абсолютно неподвижной координатной системы.

При изучении течения газа через лопаточные аппараты рабочих колес центробежных и осевых компрессоров необходимо рассматривать движение газа относительно этих колес, которые при нормальных условиях работы вращаются с постоянной угловой скоростью. Таким образом, координаты, неизменно связанные с колесом, равномерно вращаются относительно неподвижных координат, связанных с корпусом машины или ее фундаментом. Очевидно, что такое относительное движение газа будет отличаться от соответствующего абсолютного движения только в плоскости, перпендикулярной оси вращения машины. Отсюда следует, что проекции скоростей и ускорений на ось вращения в абсолютном и в относительном движении будут одинаковы.

Исходя из этого, рассмотрение относительного движения газа в лопаточных аппаратах центробежных и осевых компрессоров можно ограничить движением в плоскости, перпендикулярной оси вращения.

Для вывода основных соотношений воспользуемся двумя теоремами, известными из кинематики относительного движения.

Первая из этих теорем утверждает равенство векторов абсолютной скорости геометрической сумме векторов переносной ($\vec{u}$) и относительной ($\vec{w}$) скоростей, т. е.

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}.$$

Вектор переносной скорости в рассматриваемом случае есть вектор окружной скорости вращения относительной координатной системы вокруг оси машины и в любой точке M его величина равна

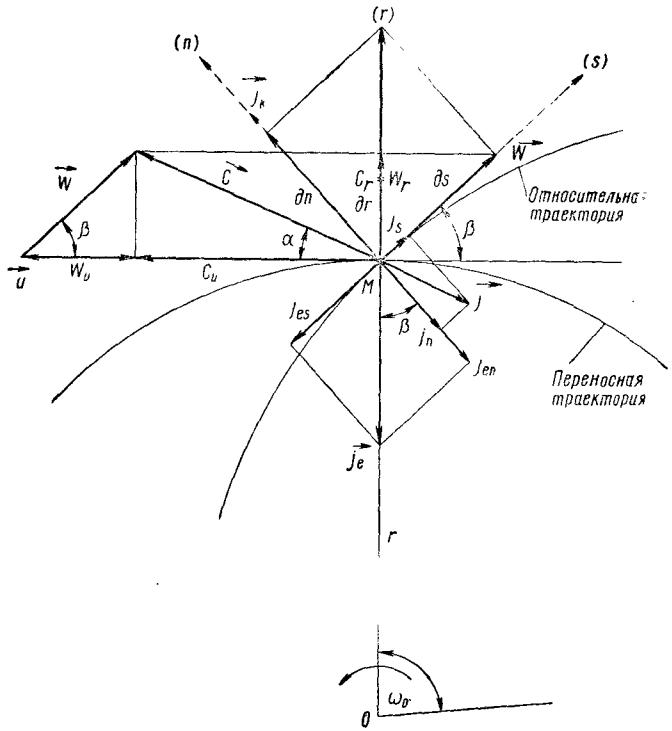


Рис. 133. Треугольник скоростей и проекции его элементов и элементов абсолютных ускорений на полярные оси

произведению радиуса r точки M на угловую скорость ω_0 вращения колеса, т. е.

$$u = r\omega_0.$$

Как известно, u направлена по касательной окружности радиуса r с центром на оси вращения, т. е. к окружности системы полярных координат.

На рис. 133 изображен треугольник скоростей и даны проекции элементов этого треугольника на направление радиуса и касательной относительной полярной координатной системы. Абсолютная и относительная скорости имеют равные радиальные проекции, в то

время как проекции на касательную, которые назовем окружными, отличаются друг от друга на величину переносной окружной скорости, т. е.

$$c_r = w_r \quad \text{и} \quad c_u = u + w_u. \tag{III—77а}$$

Согласно второй теореме кинематики относительного движения вектор абсолютного ускорения $\vec{j}_a$ движущейся точки равен геометрической сумме трех векторов: $\vec{j}$ — ускорения в относительном движении; $\vec{j}_e$ — ускорения в переносном движении и $\vec{j}_к$ — дополнительного, Кориолисова, ускорения, т. е.

$$\vec{j}_a = \vec{j} + \vec{j}_e + \vec{j}_к. \tag{III—78}$$

В рассматриваемом случае вектор ускорения переносного движения равен вектору центростремительного ускорения в этом движении. Его величина равна произведению квадрата угловой скорости вращения ω_0 колеса на радиус r точки M, т. е.

$$j_e = r\omega_0^2, \tag{III—78а}$$

и этот вектор направлен по радиусу к центру вращения. Величина Кориолисова ускорения равна удвоенному произведению величин вектора относительной скорости рассматриваемой частицы газа w на угловую скорость колеса, т. е.

$$j_к = 2\omega_0 w, \tag{III—78б}$$

вектор $j_к$ направлен перпендикулярно к вектору скорости $\vec{w}$, в ту сторону от него, в которую поворачивается конец вектора $\vec{w}$ вместе с вращающимся колесом. На рис. 133 указано расположение всех векторов (см. III—78). Вектор относительного ускорения $\vec{j}$ может быть разложен на две составляющие $\vec{j}_s$ и $\vec{j}_n$, т. е. на касательное и нормальное ускорения в относительном движении газовой частицы. Величины $\vec{j}_s$ и $\vec{j}_n$ равны:

$$j_s = \frac{dw}{dt}, \qquad j_n = -\frac{w^2}{\rho},$$

где ρ — радиус кривизны относительной траектории в точке M.

Из равенства (III—78) и рис. 133 следует, что проекции вектора абсолютного ускорения $\vec{j}_a$ на касательную и нормаль к относительной траектории равны:

$$\left.\begin{aligned} j_{as} &= \frac{dw}{dt} - r\omega_0^2 \sin\beta \\ j_{an} &= -\frac{w^2}{\rho} - r\omega_0^2 \cos\beta + 2\omega_0 w, \end{aligned}\right\} \tag{III—79}$$

где β — угол между вектором $\vec{w}$ относительной скорости и обратным направлением вектора $\vec{u}$ окружной скорости (рис. 133).

Зная эти выражения для проекций абсолютного ускорения, применим уравнения криволинейного движения (III—55), которые представим в проекции на касательную и нормаль относительной траектории. Тогда,

$$\left.\begin{aligned}\frac{1}{g}\left(\frac{dw}{dt}-r\omega_0^2\sin\beta\right)&=-\frac{\partial p}{\partial s}-W_s\\ \frac{1}{g}\left(-\frac{w^2}{\rho}-r\omega_0^2\cos\beta+2\omega_0 w\right)&=-\frac{\partial p}{\partial n}-W_n.\end{aligned}\right\}\qquad\text{(III—80)}$$

Очевидно, что эти уравнения соответствуют (III—55) в проекциях на касательную и нормаль абсолютной траектории, если $\omega_0 = 0$, т. е. когда колесо не вращается или, что то же, относительное движение совпадает с абсолютным.

Аналогично выводам, примененным к уравнениям для абсолютной траектории, можно преобразовать уравнение (III—80).

При установившемся баротропном относительном движении

$$\frac{dw}{dt}=\frac{dw}{ds}\cdot\frac{ds}{dt}=w\frac{dw}{ds}=\frac{\partial}{\partial s}\left(\frac{w^2}{2}\right),$$

$$\frac{\partial p}{\partial s}=\frac{1}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial s}=\int^{p}\frac{dp}{\gamma},\quad \frac{\partial p}{\partial n}=\frac{1}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial n}=\frac{\partial}{\partial n}\int^{p}\frac{dp}{\gamma}.$$

С другой стороны, из рис. 133 следует:

$$\sin\beta=\frac{\partial r}{\partial s},\quad \cos\beta=\frac{\partial r}{\partial n}.$$

После подстановки этих выражений в (III—80) получим

$$\left.\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial s}\left(\frac{w^2}{2g}+\int^{p}\frac{dp}{\gamma}-\frac{u^2}{2g}\right)&=-W_s\\ \frac{\partial}{\partial n}\left(\frac{w^2}{2g}+\int^{p}\frac{dp}{\gamma}-\frac{u^2}{2g}\right)&=-\frac{2w(\omega+\omega_0)}{g}-W_n,\end{aligned}\right\}\qquad\text{(III—81)}$$

где

$$\omega=-\frac{1}{2}\left(\frac{\partial w}{\partial n}+\frac{w}{\rho}\right)\qquad\text{(III—82)}$$

есть вихрь в относительном движении. Сумма $\omega + \omega_0$ представляет вихрь в абсолютном движении, что следует из закона сложения угловых скоростей. Обозначая его через

$$\omega_a=\omega+\omega_0\qquad\text{(III—83)}$$

и вводя величину

$$\Im=\frac{w^2}{2g}+\int^{p}\frac{dp}{\gamma}-\frac{u^2}{2g},\qquad\text{(III—84)}$$

представляющую полную удельную энергию относительного движения без энергии поля центробежных сил $\left(\frac{u^2}{2g}\right)$ вследствие вращения газового потока вместе с колесом, можно (III—81) представить в виде

$$\frac{\partial\Im}{\partial s}=-W_s,\quad \frac{\partial\Im}{\partial n}=-\frac{2\omega_a w}{g}-W_n.\qquad\text{(III—85)}$$

Изменение величины $\Im$ по линиям тока относительно движения может быть только при условии, если есть проекция силы трения W_s. Если же $W_s = 0$, т. е. нет трения, то $\Im$ остается постоянной вдоль любой относительной линии тока. Однако при переходе от одной линии тока к соседней $\Im$ будет в общем случае меняться, что видно из второго уравнения (III—85), которое при $W_n = 0$ имеет вид

$$\frac{\partial\Im}{\partial n}=-\frac{2\omega_a w}{g}.\qquad\text{(III—85а)}$$

Таким образом, при относительном движении без трения величина $\Im$ изменяется поперек потока, если в абсолютном движении вихрь не будет равен нулю. Если же $\omega_a = 0$, то во всем относительном потоке

$$\Im=\frac{w^2}{2g}+\int^{p}\frac{dp}{\gamma}-\frac{u^2}{2g}=\text{const}.\qquad\text{(III—86)}$$

Выражение (III—86) является уравнением Эйлера для относительного движения. В отличие от (III—61) для абсолютного движения в правую часть входят не два, а три слагаемых. Поэтому пьезометрический напор может увеличиваться не только вследствие падения скоростного, но также в результате увеличения окружной скорости u, т. е. за счет энергии центробежных сил.

Пример 15. Найти увеличение пьезометрического напора при следующих данных: начальная и конечная относительные скорости и радиусы $w_1 = 112$ *м/сек* при $r_1 = 250$ *мм*, $w_2 = 66$ *м/сек* при $r_2 = 500$ *мм*. Число оборотов колеса 6000 в минуту. Из формулы (III—86) найдем:

$$\int_{p_1}^{p_2}\frac{dp}{\gamma}=\frac{w_1^2-w_2^2}{2g}+\frac{u_2^2-u_1^2}{2g}=\frac{66^2}{19{,}6}\cdot 3+$$
$$+\left(\frac{\pi\cdot 6000}{30}\right)^2\cdot\frac{0{,}25^2}{19{,}6}\cdot 3\approx 665+3680=4345\ м.$$

Очевидно, что абсолютный вихрь обращается в нуль только в том случае, если относительный вихрь равен по величине угловой скорости колеса с обратным знаком, т. е.

$$\omega = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial w}{\partial n} + \frac{w}{\rho}\right) = -\omega_0. \qquad \text{(III—87)}$$

Полагая приближенно в этом уравнении $\partial n = \partial\rho$, получим

$$\frac{\partial w}{\partial \rho} + \frac{w}{\rho} = \frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial \rho}(\rho w) = -2\omega_0,$$

после интегрирования

$$\rho w - \rho_0 w_0 = -\omega_0(\rho^2 - \rho_0^2). \qquad \text{(III—87а)}$$

Уравнения (III—65 и 87а) тождественны, если положить $\rho = r$. Это дает основание заключить, что при отсутствии абсолютного вихря вблизи любой точки потока относительное движение можно представить состоящим из вихревого движения типа твердого вращения в сторону, обратную вращению колеса, и потенциального циркуляционного движения с постоянной циркуляцией, определяемой скоростью относительного движения и радиусом кривизны линии тока в данном месте потока. В свою очередь относительные скорости по нормальному сечению струи не будут постоянны. Поэтому применение теории одномерных струйных движений к таким потокам возможно только в тех случаях, если можно пренебречь разностью относительных скоростей в рассматриваемых сечениях относительного потока.

Из равенства (III—86) можно найти разность величин полной удельной энергии в абсолютном движении. Действительно, из треугольника скоростей (см. рис. 133) следует, что

$$w^2 = c^2 + u^2 - 2uc\cos\alpha = c^2 + u^2 - 2uc_u \qquad \text{(III—88)}$$

и, значит, после замены w в (III—84) получим приращение $\mathcal{Э}$ в таком виде

$$\Delta\mathcal{Э} = \mathcal{Э} - \mathcal{Э}_0 = \frac{c^2 - c_0^2}{2g} + \int_{p_0}^{p}\frac{dp}{\gamma} - \frac{uc_u - u_0 c_{u_0}}{g}. \qquad \text{(III—89)}$$

Первые два члена в правой части равенства (III—89, см. рис. 133) представляют приращение полной энергии абсолютного движения, т. е.

$$\Delta E = E - E_0 = \frac{c^2 - c_0^2}{2g} + \int_{p_0}^{p}\frac{dp}{\gamma}, \qquad \text{(III—89а)}$$

откуда находим зависимость между $\Delta\mathcal{Э}$ и ΔE:

$$\Delta\mathcal{Э} = \Delta E - \frac{uc_u - u_0 c_{u_0}}{g}. \qquad \text{(III—89б)}$$

Если абсолютное движение безвихревое, то из (III—86) следует, что $\Delta\mathcal{Э} = 0$ и, значит, по (III—89б)

$$\Delta E = \frac{uc_u - u_0 c_{u_0}}{g}. \qquad \text{(III—90)}$$

Это равенство как будто противоречит ранее полученным выводам о постоянстве величины E в безвихревом (потенциальном) потоке. Однако они относились только к установившимся движениям. В колесах центробежных и осевых компрессоров в общем случае наблюдается неустановившееся движение в абсолютно неподвижных координатах, т. е. в координатах, связанных не с вращающимся колесом, а с неподвижным корпусом или фундаментом машины. Для того чтобы в таком потоке $E = \text{const}$ (III—90), следует

$$uc_u = u_0 c_{u_0} = \text{const} \qquad \text{(III—91)}$$

или, так как предполагаем угловую скорость вращения колеса ω_0 постоянной,

$$rc_u = \text{const}. \qquad \text{(III—91а)}$$

Таким образом, во вращающемся колесе энергия E не будет изменяться, если момент окружной составляющей абсолютной скорости постоянен или, что то же, циркуляция в абсолютном движении по любой замкнутой кривой, проведенной вокруг центра вращения, постоянна.

В рабочих колесах центробежных и осевых компрессоров, газовых и паровых турбин или турбодетандеров, где происходит получение или отдача энергии газовой струи, уравнение (III—91) не применимо. В частях же этих машин, где скоростной напор частично преобразуется в пьезометрический или обратно, этот закон действителен.

Правая часть равенства (III—90) представляет изменение полного напора потока при протекании через колесо (см. III—89) и обычно обозначается буквой H. Если силами трения пренебречь нельзя, то из (III—85) следует

$$\frac{\partial\mathcal{Э}}{\partial s} = -W_s,$$

после интегрирования по относительной линии тока

$$\mathcal{Э} - \mathcal{Э}_0 = -\int_{s_0}^{s} W_s ds = -h_{rs} \qquad \text{(III—92)}$$

где h_r — потерянный напор при относительном движении. Подставляя (III—92) в (III—89), вводя обозначения полного напора, получим выражение для полного напора с учетом потерь

$$H=\frac{c^2-c_0^2}{2g}+\int_{p_0}^{p}\frac{dp}{\gamma}+h_r=\Delta E+h_r. \qquad \text{(III—93)}$$

Равенство (III—93) показывает, что полный напор, т. е. энергия, отданная лопатками вращающегося колеса газовому потоку, расходуется на повышение абсолютного скоростного и пьезометрического напоров и преодоление сил сопротивления, т. е. на потерянный напор. Применяя понятие к. п. д. струи (III—19), можно определить газодинамический к. п. д. потока в колесе

$$\eta_{\text{газ}}=\frac{\Delta E}{H}=1-\frac{h_r}{H}\ . \qquad \text{(III—94)}$$

Если принять h_r в относительном движении в виде

$$h_r=\zeta\left(\frac{w^2-w_0^2}{2g}\right), \qquad \text{(III—95)}$$

то после подстановки (III—64) в (III—95) получим

$$\eta_{\text{газ}}=1-\zeta\frac{w_0^2-w^2}{H} \quad \text{при} \quad w_0>w. \qquad \text{(III—95а)}$$

С другой стороны, из (III—92) следует

$$\frac{w^2-w_0^2}{2g}+\int_{p_0}^{p}\frac{dp}{\gamma}+h_r=\frac{u^2-u_0^2}{2g}, \qquad \text{(III—96)}$$

после вычитания из (III—93):

$$H=\frac{c^2-c_0^2}{2g}+\frac{w_0^2-w^2}{2g}+\frac{u^2-u_0^2}{2g}\ . \qquad \text{(III—97)}$$

Формула (III—97) называется формулой Эйлера. Из нее следует, что полный напор колеса равен сумме трех приращений: абсолютного скоростного напора, скоростного напора вращательного движения и относительного скоростного напора с обратным знаком.

Подставляя значения (III—97) в (III—95а), получим выражение газодинамического к. п. д. через скорости:

$$\eta_{\text{газ}}=1-\zeta\frac{w_0^2-w^2}{c^2-c_0^2+w_0^2-w^2+u^2-u_0^2}\ . \qquad \text{(III—98)}$$

По этой формуле можно найти к. п. д. по скоростям и коэффициенту потерь.

Пример 16. Определить к. п. д. колеса при следующих данных: $c_0=50$ *м/сек*, $w_0=110$ *м/сек*, $u_0=98{,}5$ *м/сек*, $c=140$ *м/сек*, $w=80$ *м/сек*, $u=200$ *м/сек* при $\zeta=0{,}2$.

$$\eta_{\text{газ}}=1-0{,}2\frac{110^2-80^2}{140^2-50^2+110^2-80^2+200^2-98{,}5^2}\approx$$
$$\approx 1-0{,}2\cdot 0{,}29=0{,}942.$$

Следует иметь в виду, что значения скоростей в формуле (III—99) связаны для каждого сечения уравнениями (III—88 и 77а), поэтому их нельзя задавать без учета этих зависимостей.

Отметим еще один вид уравнения (III—98), который соответствует элементарной теории колес осевых компрессоров, где полагают $u=u_0$.

$$\eta_{\text{газ}}=1-\zeta\frac{w_0^2-w}{c^2-c_0^2+w_0^2-w^2}\ . \qquad \text{(III—99)}$$

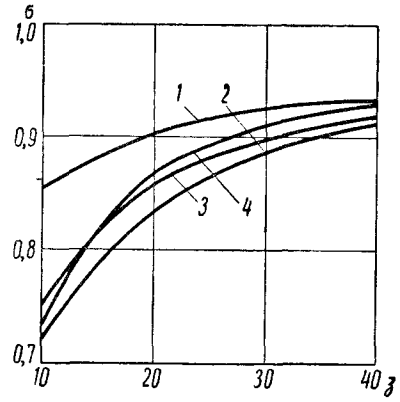


Рис. 134. Зависимости σ от з для одинаковых конструктивных параметров колес по данным: 1—Стодола, 2—Пфлейдерера, 3—Шура, 4—Проскура

Вследствие неравномерности относительных, а значит, и абсолютных скоростей в сечениях потока в колесах вышеприведенные формулы строго справедливы только для элементарных струй. Если принять во внимание, что расчеты ведут по средним скоростям в соответствующих сечениях, то в действительных условиях уравнения (III—97 и 98) применимы только к колесам с очень большим числом лопаток (в пределе при бесконечно большом их числе). В случае конечного числа лопаток в эти формулы следует внести поправочный коэффициент $\sigma<1$, зависящий от числа лопаток и конструктивных параметров колеса. На рис. 134 представлены зависимости σ от з для одинаковых конструктивных параметров колес, полученные по формулам различных авторов. При введении коэффициента σ уравнения (III—97 и 98) принимают вид

$$H=\sigma\left(\frac{c^2-c_0^2}{2g}+\frac{w_0^2-w^2}{2g}+\frac{u^2-u_0^2}{2g}\right), \qquad \text{(III—100)}$$

$$\eta_{\text{газ}}=1-\frac{\zeta}{\sigma}\frac{w_0^2-w^2}{c^2-c_0^2+w_0^2-w^2+u^2-u_0^2}\ . \qquad \text{(III—100а)}$$

Основные критерии подобия при термогазодинамических процессах

Из теории теплопередачи известно, что при движении жидкостей или газов с теплообменом два процесса будут подобны, если безразмерные критерии, характеризующие их, равны. Отметим критерии, которые играют основную роль в изучении центробежных и осевых компрессоров. При рассмотрении течения в трубах и каналах с трением и без трения были отмечены следующие безразмерные критерии характеризующие:

число M — режим течения газа с точки зрения процессов сжимаемости и скорости их распространения (подзвуковой, звуковой и надзвуковой режимы);

число Re — режим течения газа с точки зрения процессов трения в нем (ламинарный, переходный и турбулентный режимы) и на твердых поверхностях, ограничивающих движение;

число Прандтля $\mathrm{Pr} = g\frac{c_p\mu}{\lambda}$ — влияние тепло-механических характеристик газа на его движение и теплообмен (теплоемкость, теплопроводность и вязкость);

числа Нуссельта и Кирпичева $\mathrm{Nu} = \frac{\alpha d}{\lambda}$; $\mathrm{Ki} = \frac{kd}{\lambda}$ — влияние теплообмена газа при его движении (коэффициенты теплоотдачи или теплопередачи, коэффициент теплопроводности и характерный геометрический размер для рассматриваемого потока).

К этим четырем критериям следует добавить показатель адиабаты, или отношение теплоемкостей при постоянных давлении и объеме.

При технических исследованиях, расчетах и испытаниях моделей для полного подобия газодинамических процессов в центробежных и осевых компрессорах необходима идентичность пяти вышеперечисленных безразмерных критериев.

Для исследования и расчета этих машин методами подобия достаточно в первую очередь иметь равенство чисел M и K. Числа же Re должны быть в пределах автомодельности соответствующих явлений.

Числа Pr, как правило, практически идентичны для всех газов с одинаковыми k и, значит, равной атомности. Критерии Nu и Ki играют роль только при сравнении машин с внутренним охлаждением.

Следует отметить, что в технических приложениях метода подобия, строго говоря, нельзя удовлетворить всем требованиям этого метода. Поэтому пользуются при сравнении процессов

главными критериями подобия, которые сравнительно мало отличаются друг от друга, а второстепенные критерии имеют значения, которые, несмотря на их неидентичность, позволяют переносить результаты, полученные для одного процесса, на другой.

Г. М. Кондратьев предложил случаи приближенного подобия называть похожестью.

Очевидно, что практически пользуются методом приближенного подобия.

Глава IV

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРНЫЕ МАШИНЫ

ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ, УРАВНЕНИЯ НАПОРА И РАСХОДА

Введение

Центробежные компрессорные машины, как и другие виды компрессоров, предназначены для сжатия и перемещения газов и паров. Принцип их действия в более общей форме заключается в преобразовании механической энергии приводного двигателя в энергию сжимаемого газа.

С начала XX века центробежные компрессорные машины постепенно вытесняют поршневые из тех областей, где требуется сжимать большое количество воздуха или газа до сравнительно невысокого давления.

В настоящее время центробежные компрессорные машины широко применяют во многих отраслях народного хозяйства: в черной и цветной металлургии, химической, нефтяной и угольной промышленности, при дальнем газоснабжении, производстве кислорода и т. п.

Центробежные компрессорные машины выпускают для производительностей от 50 до 10000 $м^3/мин$ и давлений обычно до 10 *ата* (при сжатии воздуха с начальным давлением 1 *ата*).

В последнее время, вследствие роста производительности агрегатов, начинают применять центробежные компрессоры и для более высоких давлений — до 20—30 *ата*.

Для конструирования и расчета этих машин необходимо знать ряд величин: а) параметры, характеризующие природу сжимаемого газа; для газов, подчиняющихся уравнению Клапейрона — газовая постоянная R и показатель адиабаты k; б) начальное состояние газа при входе во всасывающий патрубок машины — давление $p_н$, *ата*, температура $t_н$, °С и относительная влажность $\varphi_н$; в) конечные параметры газа — давление $p_к$, *ата* и температура $t_к$, °С на выходе газа из нагнетательного патрубка машины.

Весьма важной величиной является производительность, которая может быть выражена:

в весовых единицах $G\left[\frac{кг}{мин}\right]$ — количество газа, протекающее через сечение всасывающего патрубка;

в объемных единицах — объем газа, отнесенный к состоянию на входе во всасывающий патрубок машины $V = \frac{G}{\gamma_н}\left[\frac{м^3}{мин}\right]$, где $\gamma_н$ — удельный вес газа;

задана к условиям 0° С и 760 *мм* рт. ст., $V_g\left[\frac{н.м^3}{мин}\right]$.

Объемная производительность наиболее характерна для скоростей в отдельных сечениях проточной части. Она определяет основные геометрические размеры машины и имеет наибольшее значение для физических процессов сжатия. Однако потребитель интересуется весовым расходом газа G или пропорциональной величиной $V_g = \frac{G}{\gamma_{0°.760}}$. Отметим, что в дальнейшем большое значение будет иметь не только абсолютное значение конечного и начального давлений, но и отношение давлений $\varepsilon = \frac{p_к}{p_н}$, а для машин с промежуточным или внутрикорпусным охлаждением — начальная температура охлаждающей среды, обычно воды, t_{w1}, ° С.

Центробежные компрессорные машины классифицируются следующим образом:

1) машины с отношением давлений $\varepsilon < 1{,}1$ называются вентиляторами; при сжатии атмосферного воздуха максимальное повышение давления около 1000 *мм* вод. ст.;

2) машины с отношением давления $\varepsilon > 1{,}1$, не имеющие устройств для охлаждения газов в процессе сжатия, называются нагнетателями.

3) машины, снабженные специальными устройствами для охлаждения газов, называются компрессорами.

Отношение давлений компрессоров превышает 2,5—3; при более низких отношениях давлений охлаждение газов в процессе сжатия нерационально.

Основные элементы проточной части

В простейшем случае центробежная машина состоит из рабочего колеса, диффузора и нагнетательной камеры, выполненной, например, в виде спирали (улитки). В более общем случае многоступенчатая машина имеет еще всасывающую камеру и обратные направляющие аппараты.

Рабочее колесо является единственным элементом машины, где механическая энергия преобразуется в энергию давления и кинетическую. Лопатки рабочего колеса осуществляют силовое воздействие на обтекающий их поток газа. Для определения оптимальной формы лопаток рассмотрим условия входа на них газа. Газ подводится к рабочим лопаткам (рис. 135) через всасывающее отверстие рабочего колеса с внешним диаметром D_0 и внутренним d. Если перед всасывающим отверстием нет специального устройства, закручивающего поток в направлении вращения или против него, то каждая частица потока газа при входе в колесо остается в одной и той же меридиональной плоскости. Поток совершает поворот на

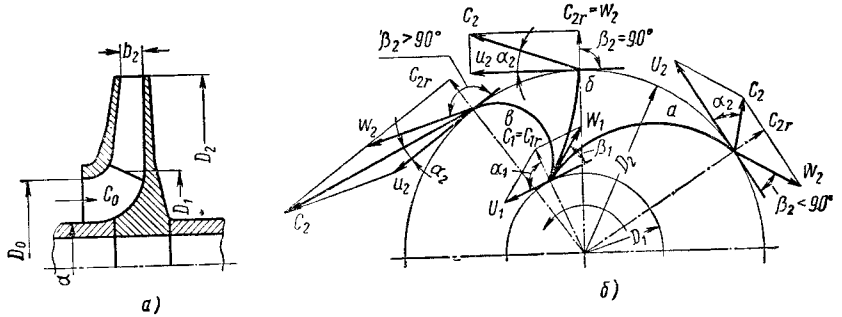


Рис. 135. Рабочее колесо:

а — разрез колеса; *б* — треугольники скоростей для различных форм лопаток (число лопаток $z_2 = \infty$)

90° и подходит к рабочим лопаткам радиально (радиальный вход). В этом случае абсолютная скорость c_1 при входе в канал в любой точке окружности диаметра D_1 направлена по радиусу. Разложим скорость c_1 на составляющие — переносную u_1 и относительную w_1 (см. рис. 135, *б*). Скорость w_1 направлена под некоторым углом β_1 в сторону, обратную вращению. Отсюда следует, что если бы входные кромки лопатки были направлены по радиусу, то поток газа мог бы войти в рабочий канал только с некоторым ударом. Небольшие потери при входе в каналы колеса могут быть получены только в том случае, если входные кромки рабочих лопаток направлены под углом, близким или равным углу между направлениями относительной скорости w_1 и переносной u_1.

Вход, при котором направление относительной скорости w_1 касательно к направлению входной кромки лопатки, называется безударным. Следовательно, при заданных объемной производительности V, размерах колеса и угловой скорости вращения ротора входной угол лопаток β_1 определяется однозначно. Дальнейшее направление лопатки может быть произвольным, т. е. принципиально возможны три формы лопаток: загнутые назад, с радиальным выходом, загнутые вперед (см. рис. 135, *б*). Обозначая угол выхода через β_2, можно характеризовать эти лопатки соответственно углом $\beta_2 < 90°$, $\beta_2 = 90°$ и $\beta_2 > 90°$.

Лопатки, загнутые вперед, вследствие их низкого к. п. д. применяют только в вентиляторах. Сравнительно редко используют также лопатки с радиальным выходом.

Рассмотрим кинематику газа на выходе из колеса. При достаточно большом числе лопаток относительная скорость w_2 имеет направление, близкое к касательной к выходной кромке лопатки. Величина относительной скорости определяется производительностью и размерами колеса. В большинстве случаев она несколько меньше скорости w_1. Абсолютную скорость при выходе из лопаток c_2 получают как геометрическую сумму относительной и переносной скоростей. Нетрудно видеть, что c_2 существенно больше скорости c_1 при входе в колесо, так как переносная скорость u_2 примерно в два раза больше u_1.

Отсюда следует, что при прохождении газа через рабочее колесо кинетическая энергия сжимаемой среды возрастает.

Удельная работа, или полный напор, создаваемый колесом, выражается формулой:

$$h = \int_1^2 \frac{dp}{\gamma} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + h_{r\,1-2} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma_{ср}} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + h_{r\,1-2}, \quad \text{(IV—1)}$$

где c — скорость и p — давление — средние для каждого сечения величины;

$h_{r\,1-2}$ — потеря напора в колесе.

Как видно из формулы (IV—1), ввиду особенностей движения газа в колесе работа, затрачиваемая на его вращение, расходуется не только на повышение потенциальной энергии давления, но и на увеличение скоростной энергии газа. Это является существенным недостатком применяемых конструкций рабочих колес.

Снижение скорости c_2 и превращение, с возможно меньшими потерями, скоростной энергии $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$ в энергию давления достигается в диффузорах.

Диффузор. Применяют два типа диффузоров: лопаточный и безлопаточный.

Безлопаточный диффузор конструктивно наиболее прост. Он образуется обычно двумя параллельными стенками, однако, как будет показано ниже, имеет бо́льшие радиальные размеры и меньший к. п. д., чем диффузоры со специальными лопатками (рис. 136).

Эти лопатки сокращают путь движения газа и уменьшают радиальные размеры диффузора.

Скорость на выходе из диффузора определяется из теоремы расходов (подробнее, а также обозначения см. стр. 353).

$$c_4 = \frac{V}{\pi D_4 \cdot \tau_4 \cdot k_{\sigma_4} \cdot b_4 \sin \alpha_4}. \qquad \text{(IV—2)}$$

Угол α_4 зависит от направления лопатки на выходе из диффузора. При прочих равных условиях чем больше α_4, тем меньше скорость c_4. Как будет показано ниже, в безлопаточном диффузоре

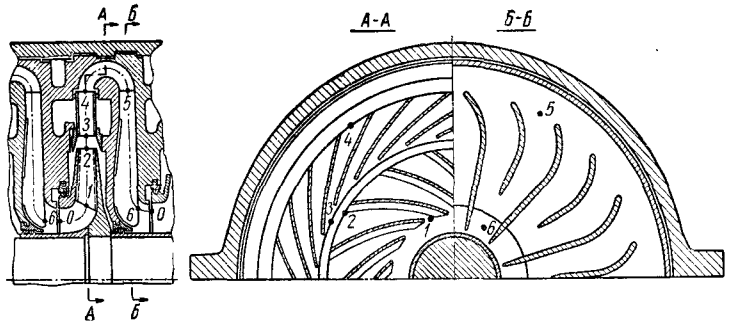


Рис. 136. Основные элементы ступени:

0 — вход в колесо; вход и выход: *1* и *2* — из лопаток, *3* и *4* — из диффузора, *5* и *6* — из обратного направляющего аппарата

поток движется по траекториям, близким к логарифмическим спиралям, поэтому угол α вдоль траектории — величина постоянная. Скорость в безлопаточном диффузоре падает сравнительно медленно, обратно пропорционально диаметру. В лопаточном диффузоре, за счет искусственного увеличения угла α_4 по сравнению с его начальным значением α_2, скорость падает значительно интенсивнее.

Обратный направляющий аппарат (ОНА). В многоступенчатых машинах для перевода потока из диффузора предшествующей ступени в колесо последующей применяют обратные направляющие аппараты. Лопатки аппарата принимают поток газа, выходящий из диффузора безударно, и подводят его равномерно по окружности, обеспечивая радиальный вход газа на лопатки следующего рабочего колеса.

Форма лопаток показана на рис. 136. Перед поворотом потока при прохождении его от сечения *6—6* к сечению *0—0* лопатки направлены по радиусу.

Сочетание рабочего колеса, диффузора и обратного направляющего аппарата составляет ступень центробежной компрессорной машины. Эта ступень (называемая также промежуточной) может быть только в многоступенчатой машине.

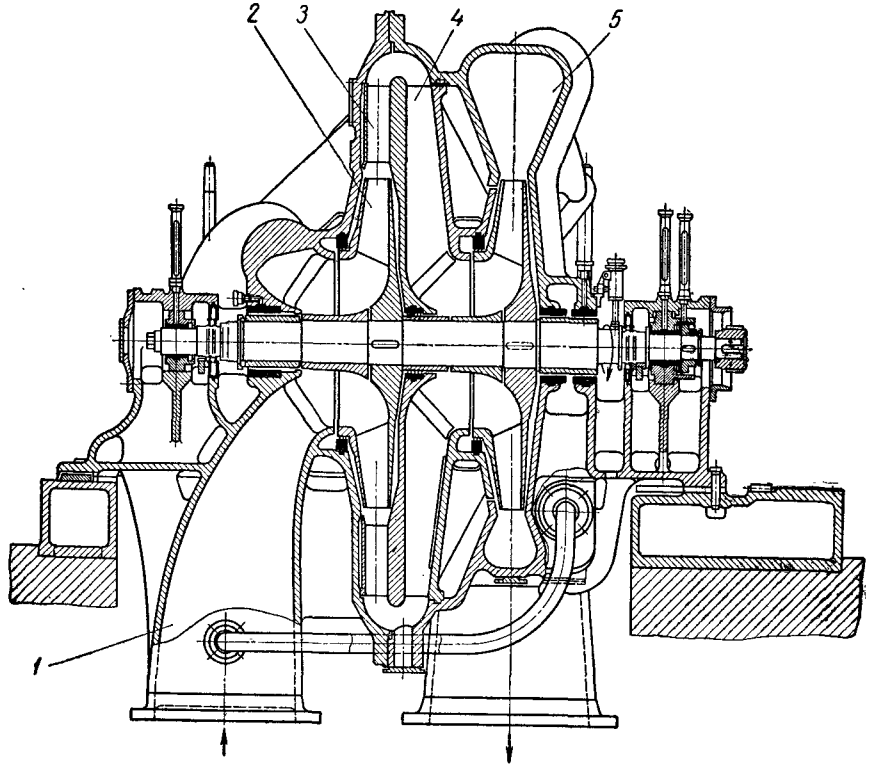


Рис. 137. Двухступенчатый нагнетатель типа 1200-25-1НЗЛ:

1 — всасывающая камера, *2* — рабочее колесо, *3* — лопаточный диффузор, *4* — обратный направляющий аппарат, *5* — улитка

Нагнетательная камера, часто выполняемая в виде улитки, является элементом концевой ступени, выводящей газ за пределы проточной части машины. Например, в компрессоре концевая ступень может выдавать газ в охлаждающее устройство.

Улитка (рис. 137) собирает газ, поступающий равномерно вдоль выходной окружности диффузора, и направляет его в холодильник или потребителю.

Форму спирали принимают близкой к естественной линии тока при движении газа в свободном от лопаток пространстве. Спираль-

ная камера заканчивается обычным диффузором, переходящим в нагнетательный патрубок машины.

Всасывающая камера. В редких случаях сжимаемый газ подводится к машине непосредственно из окружающей среды, например при всасывании воздуха из помещения небольшим вентилятором.

В большинстве случаев воздух предварительно проходит через фильтры, затем по трубам подводится к всасывающему патрубку машины и далее через всасывающую камеру к первому рабочему колесу (см. рис. 137).

Назначение всасывающей камеры состоит в том, чтобы обеспечить осесимметричный и равномерный подвод воздуха или газа к первому рабочему колесу с возможно меньшими потерями давления и без закручивания потока.

Уравнения напора

Определим работу h, затрачиваемую на сжатие 1 *кг* газа, при равномерном вращении колеса с угловой скоростью ω. Для этого найдем вначале момент, приложенный к рабочему колесу, равный, в основном, моменту взаимодействия лопаток с потоком. Воспользуемся уравнением моментов количества движения. Выделим двумя поверхностями $\pi D_2 b_2$ и $\pi D_1 b_1$ объем газа, заключенный в рабочем колесе (см. рис. 135). На основании закона моментов количеств движения момент всех внешних сил, приложенный к рассматриваемому объему газа, относительно оси вращения равен разности моментов количеств движения выходящей и входящей среды, взятой относительно той же оси. Учитываем, что по поверхностям $\pi D_2 b_2$ и $\pi D_1 b_1$ действуют внешние силы давления P_2 и P_1, направленные нормально к оси колеса, и пренебрегаем ничтожными силами трения, действующими вдоль этих же поверхностей. Тогда момент M равен сумме моментов элементарных сил давления dR_n и трения dR_t, приложенных вдоль поверхностей рабочих лопаток и внутренних стенок колеса, иначе говоря, он равен искомому моменту взаимодействия рабочего колеса с потоком. Разложим все скорости на радиальные и окружные составляющие, из которых момент первых равен нулю; на основании теоремы моментов количеств движения

$$M = \int_{f_2} \frac{dG}{g} c_{2u} r_2 - \int_{f_1} \frac{dG}{g} c_{1u} r_1. \qquad \text{(IV—3)}$$

Вводя средние значения c^*_{2u} и c^*_{1u}, получим

$$M = \frac{r_2 c^*_{2u}}{g} \int_{f_2} dG - \frac{r_1 c^*_{1u}}{g} \int_{f_1} dG = \frac{G}{g}(r_2 c^*_{2u} - r_1 c^*_{1u}).$$

Искомая работа h, затрачиваемая на сжатие 1 *кг* газа, или напор

$$h = \frac{M\omega}{G} = \frac{1}{g}(u_2 c^*_{2u} - u_1 c^*_{1u}). \qquad \text{(IV—4)}$$

Полученное уравнение напора является основным для расчета колеса. Его вывод впервые был сделан Эйлером. Преобразуем уравнение

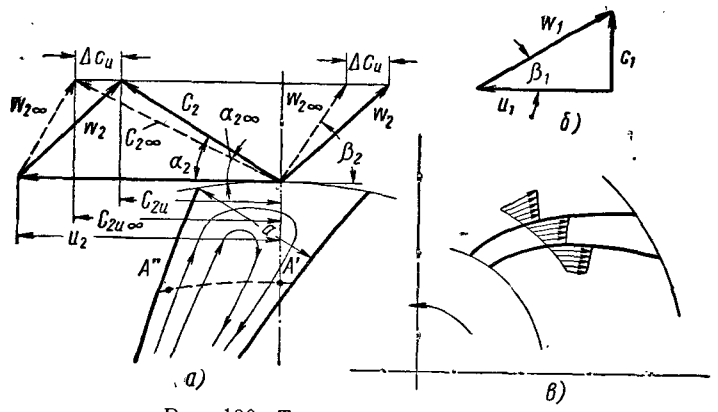


Рис. 138. Треугольники скоростей:

а — при выходе из колеса (пунктирные линии при $z_2 = \infty$); *б* — при входе в колесо (радиальное); *в* — эпюра скоростей в канале колеса

(IV—4), пользуясь треугольниками скоростей (рис. 138): надстрочный знак * в величинах c и w на рис. 138 опущен. Тогда

$$2u_2 c^*_{2u} = c^{*2}_2 + u^2_2 - w^{*2}_2,$$
$$2u_1 c^*_{1u} = c^{*2}_1 + u^2_1 - w^{*2}_1.$$

Подставим полученные выражения в уравнение (IV—4):

$$h = \frac{u^2_2 - u^2_1}{2g} + \frac{w^{*2}_1 - w^{*2}_2}{2g} + \frac{c^{*2}_2 - c^{*2}_1}{2g}. \qquad \text{(IV—5)}$$

Это уравнение показывает, что процесс передачи энергии газу характеризуется кинематическими условиями движения в рабочем колесе. Из уравнений (IV—5 и 1) находим (в дальнейшем надстрочный знак * в выражениях c_u, w и c опущен):

$$h_{ст} = \int_1^2 \frac{dp}{\gamma} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma_{ср}} = \frac{u^2_2 - u^2_1}{2g} + \frac{w^2_1 - w^2_2}{2g} - h_{r\,1\text{–}2}, \qquad \text{(IV—6)}$$

где $h_{ст}$ — так называемый статический напор.

Опыт показывает, что к. п. д. диффузора всегда значительно ниже, чем рабочего колеса, вследствие чего общий к. п. д. ступени зависит от отношения $\frac{h_{ст}}{h}$, называемого коэффициентом реакции

$$\rho = \frac{h_{ст}}{h}. \qquad \text{(IV—7)}$$

Можно показать, что при отсутствии потерь коэффициент реакции будет меньше 0,5 для лопаток, загнутых вперед, равен 0,5 для лопаток с радиальным выходом и больше 0,5 для лопаток, загнутых назад.

При выводе уравнений (IV—4 и IV—3) не сделаны ограничения в отношении свойств среды, а также учтены силы трения. Таким образом, выражение для момента и напора относится к реальной среде, сжимаемой и несжимаемой.

При правильном проектировании входа в рабочее колесо, как было сказано ранее, поток поступает на рабочие лопатки радиально, т. е. без предварительного закручивания. Следовательно, угол $\alpha_1 = 90°$, т. е. $c_{u_1} = 0$. Для этого, наиболее часто встречающегося, случая уравнение Эйлера (IV—4) получает весьма простое выражение:

$$h = \frac{1}{g} u_2 c_{2u} = \frac{\varphi_2}{g} u_2^2, \qquad \text{(IV—8)}$$

где $\varphi_2 = \frac{c_{2u}}{u_2}$, следовательно, напор пропорционален квадрату окружной скорости. Это обстоятельство имеет очень важное значение и будет использовано в дальнейшем.

Вычислим величину φ_2 в простейшем теоретическом случае при бесконечно большом числе лопаток с нулевой толщиной. В этом случае можно считать, что относительная скорость ω_2 при выходе из лопаточных каналов направлена по касательной к выходной кромке лопатки и составляет угол β_2 с направлением скорости u_2 (см. рис. 138)

$$\varphi_{2\infty} = 1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2. \qquad \text{(IV—9)}$$

Значительно сложнее вычисляется φ_2 при конечном числе лопаток. В канале рабочего колеса давления и скорости вдоль какой-либо окружности распределяются неравномерно. В самом деле, если момент передается лопатками, то на передней рабочей поверхности лопатки давление должно быть всегда большим, чем на ее нерабочей поверхности. Поэтому при рассмотрении распределения давлений и скоростей вдоль какой-либо окружности, пересекающей канал, видно, что давление падает в направлении вращения, составляющие эпюры относительных скоростей имеют обратный характер, т. е. относительные скорости нарастают в направлении от рабочей поверхности канала к нерабочей (см. рис. 138).

Особенно важно распределение скоростей и давлений вблизи выхода из каналов колеса, поскольку при радиальном входе именно эти условия определяют напор. Распределение потока при выходе из колеса осложняется вторичными токами внутри каналов, возникающими вследствие стремления газа сохранить инерцию покоя. В результате этих токов возникает относительное вращательное движение, направленное с угловой скоростью ω в сторону, обратную вращению колеса. Вследствие этого при выходе из колеса возникает составляющая скорости Δc_u, направленная против вращения и уменьшающая значение c_{2u}. Вычисление Δc_u затруднительно и может быть проведено только приближенно. В дальнейшем будем пользоваться простейшим решением, предложенным Стодола.

Стодола сделал допущение, что вращательно-вихревое движение в канале колеса может быть оценено в первом приближении, как вращение жидкого вихря диаметром $\bar{a}$ (см. рис. 138) с угловой скоростью ω. Тогда

$$\Delta c_u = \frac{\bar{a}}{2} \omega \text{ или, заменяя } \bar{a} = \sim \frac{\pi D_2 \sin \beta_2}{z_2},$$

получим

$$\Delta c_u = u_2 \frac{\pi}{z_2} \sin \beta_2.$$

Следовательно, искомое уменьшенное значение c_{2u} соответствующее конечному числу лопаток

$$c_{2u} = c_{2\infty u} - \Delta c_u = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2 - u_2 \frac{\pi}{z_2} \sin \beta_2 =$$
$$= u_2 \left(1 - \frac{\pi}{z_2} \sin \beta_2 - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2\right).$$

Для отношения $\varphi_2 = \frac{c_{2u}}{u_2}$ получим

$$\varphi_2 = k_z - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2, \qquad \text{(IV—10)}$$

где

$$k_z = 1 - \frac{\pi}{z_2} \sin \beta_2. \qquad \text{(IV—11)}$$

Пользуясь поправкой Стодола на конечное число лопаток k_z, получим выражение для напора, пригодное для окончательного вычисления:

$$h = \frac{1}{g} \varphi_2 u_2^2 = \frac{1}{g} \left(k_z - \frac{c_{2r}}{u_2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2\right) u_2^2. \qquad \text{(IV—12)}$$

Поправка на конечное число лопаток большинством авторов вводится как отношение

$$\lambda = \frac{c_{2u}}{c_{2\infty u}}. \qquad \text{(IV—13)}$$

Наиболее интересна поправка, полученная Экком:

$$\lambda = \frac{1}{1 + \frac{0{,}75 + 0{,}006\beta_2^\circ}{z_2\left(1 - \frac{D_1}{D_2}\right)}}.$$

Уравнение расхода

Для вычисления расхода выделим цилиндрическое сечение на произвольном диаметре D с шириной канала b и площадью сечения πDb. Часть площади этого сечения занята лопатками, поэтому эффективное сечение будет меньше на величину, учитываемую коэффициентом стеснения τ.

Для определения расхода через цилиндрическое сечение можно пользоваться двумя способами: фактическим объемным расходом или объемной производительностью, отнесенной к состоянию при входе во всасывающий патрубок машины. В дальнейшем нами принят второй способ. Тогда

$$V = \pi\tau k_v D b c_r, \qquad \text{(IV—14)}$$

здесь τ — коэффициент стеснения:

$$\tau = 1 - \frac{z\delta\left(1 + \frac{2\Delta}{b}\right)}{\pi D \sin\beta},$$

где δ — толщина лопатки;

Δ — ширина отбортовки;

z — число лопаток;

$k_v = \frac{\gamma}{\gamma_н}$ — поправка на сжимаемость;

$\gamma_н = \frac{p_н}{RT_н}$ — удельный вес газа при входе во всасывающий патрубок;

$c_r = c\sin\alpha$ — так называемая расходная скорость.

Если сечение соответствует неподвижным элементам проточной части, то вместо угла β в выражении для τ следует принимать угол α.

Как было сказано, при радиальном входе наиболее важным является сечение на выходе из колеса. Для этого сечения уравнение расхода представим в следующем виде:

$$V = \pi\tau_2 k_{v_2} D_2^2 \frac{b_2}{D_2} \cdot \frac{c_{2r}}{u_2} u_2, \qquad \text{(IV—15)}$$

где относительные величины $\frac{b_2}{D_2}$ и $\frac{c_{2r}}{u_2}$ представляют важнейшие характеристики колеса.

Подставляя значение окружной скорости $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$ в уравнение (IV—15), находим следующие уравнения:

$$D_2 = \sqrt{\frac{V}{\pi\tau_2 k_{v_2} \frac{b_2}{D_2} \cdot \frac{c_{2r}}{u_2} u_2}}\ м, \qquad \text{(IV—16)}$$

$$n = 33{,}9\sqrt{\frac{\tau_2 k_{v_2} \frac{b_2}{D_2} \cdot \frac{c_{2r}}{u_2} u_2^3}{V}}\ \text{об/мин}, \qquad \text{(IV—17)}$$

$$u_2 = \sqrt{\frac{V\left(\frac{n}{33{,}9}\right)^2}{\tau_2 k_{v_2} \frac{b_2}{D_2} \cdot \frac{c_{2r}}{u_2}}}\ м/сек, \qquad \text{(IV—18)}$$

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{V\left(\frac{n}{33{,}9}\right)^2}{\tau_2 k_{v_2} \frac{c_{2r}}{u_2} u_2^3}. \qquad \text{(IV—19)}$$

Эти выражения зависят друг от друга и отражают влияние отдельных величин. Например, для уменьшения диаметра колеса и увеличения числа оборотов, обеспечивающих наименьшие вес и размеры машины, выгоднее принимать возможно большие значения $\frac{b_2}{D_2}$ и $\frac{c_{2r}}{u_2}$.

Из уравнения (IV—17) видно, что при прочих равных условиях число оборотов будет тем большим, чем меньше объемная производительность V.

Уравнение (IV—19) показывает, что в многоступенчатой машине с одинаковыми диаметрами колес и постоянными значениями элементов треугольника скоростей $\frac{c_{2r}}{u_2} = \text{const}$ относительная ширина колеса $\frac{b_2}{D_2}$ уменьшается обратно пропорционально величине k_{v_2}.

СЖАТИЕ В СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Процессы сжатия. Понятие о к. п. д.

Выше мы рассматривали процесс сжатия в колесе. Перейдем теперь к процессу сжатия во всей машине. Учитывая, что удельная работа, или полный напор H, затрачиваемая на сжатие 1 *кг* газа, может расходоваться только на повышение потенциальной и кинетической энергии, а также на потери H_r, аналогично (IV—1), получим:

$$H=\int_{н}^{к}\frac{dp}{\gamma}+\frac{c_к^2-c_н^2}{2g}+H_r. \qquad (IV—20)$$

С другой стороны, если воспользоваться уравнением теплового баланса потока, то для H в тепловых единицах:

$$AH=i_к-i_н+A\frac{c_к^2-c_н^2}{2g}+q, \qquad (IV—21)$$

где $c_к$ и $c_н$ — скорости газа соответственно при выходе и входе в патрубки машины;

$i_к$ и $i_н$ — теплосодержание в тех же сечениях;

q — количество тепла, отнятое от газа в процессе сжатия (при подводе тепла к газу величина q отрицательна).

Член $\frac{c_к^2-c_н^2}{2g}$ при обычных значениях $c_к$ и $c_н$ (20—40 *м/сек*) и напорах $H\geqslant 2000$ *кгм/кг* не превосходит 1—3% от H, поэтому в дальнейшем для нагнетателей и компрессоров им можно пренебречь.

Сжатие без теплообмена. Рассмотрим простейший случай, когда искусственное охлаждение газа в процессе сжатия отсутствует (нагнетатели и отдельные отсеки компрессоров с внешним охлаждением газа). Потери тепла через неохлаждаемый корпус машины не превышают 1—3% от $i_к-i_н$, ими можно пренебречь и считать процесс сжатия происходящим без теплообмена с внешней средой, т. е. в изолированной системе.

В такой системе могут быть только два случая изменения состояния среды; энтропия газа остается постоянной ($H_r=0$) или возрастает ($H_r>0$).

Сжатие при отсутствии потерь. Процесс сжатия при отсутствии потерь будет не только изоэнтропическим, но и адиабатическим. Состояние совершенного газа (c_p и $c_v=\text{const}$) следует закону

$$pv^k=\text{const}. \qquad (IV—22)$$

Пренебрегая изменением кинетической энергии, из уравнения (IV—20)

$$H_{ад}=\int_{н}^{к}vdp=RT_н\frac{k}{k-1}\left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}-1\right)=$$

$$=R\frac{k}{k-1}(T_{к.ад}-T_н). \qquad (IV—23)$$

Тот же результат получим из уравнения (IV—21), если учтем, что для совершенного газа

$$c_p=AR\frac{k}{k-1},$$

тогда

$$H_{ад}=\frac{1}{A}(i_{к.ад}-i_н)=R\frac{k}{k-1}(T_{к.ад}-T_н)$$

Изменение состояния газа в s, T- и v, p-диаграммах показано на рис. 139.

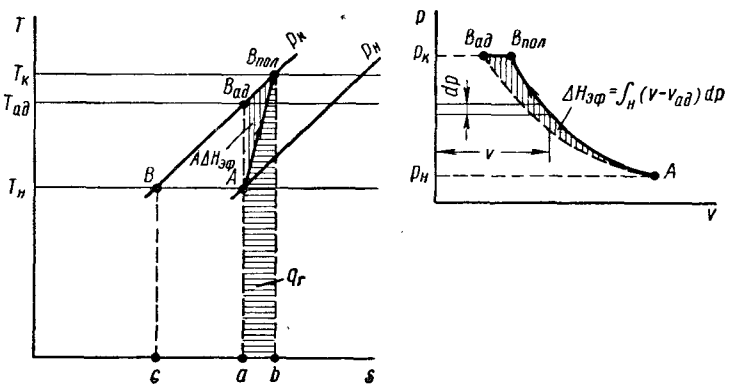


Рис. 139. Процесс сжатия без охлаждения в s, T- и v, p-диаграммах

Сжатие при наличии потерь. В этом случае нельзя установить точные законы изменения состояния газа и воспользоваться уравнением (IV—20). Однако с достаточной точностью можно допустить, что сжатие происходит по политропе с постоянным показателем m, т. е. для совершенного газа

$$pv^m=\text{const}. \qquad (IV—24)$$

Имея в виду, что на основании уравнения политропы и зависимости $pv=RT$ повышение температуры в процессе сжатия выражается

равенством

$$\Delta t = T_к - T_н = T_н(\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - 1) = T_н(\varepsilon^{\frac{1}{\sigma}} - 1), \quad \text{(IV—25)}$$

где

$$\sigma = \frac{m}{m-1},$$

получим из уравнений (IV—20 и 21), пренебрегая изменением кинетической энергии,

$$H = RT_н\sigma(\varepsilon^{\frac{1}{\sigma}} - 1) + H_r = R\sigma(T_к - T_н) + H_r, \quad \text{(IV—26)}$$

$$H = \frac{1}{A}(i_к - i_н) = R\frac{k}{k-1}(T_к - T_н). \quad \text{(IV—27)}$$

В формуле (IV—26) первый член правой части, представляющий интеграл $\int_н^к vdp$, называется эффективным напором

$$H_{эф} = \int_н^к vdp = RT_н\sigma(\varepsilon^{\frac{1}{\sigma}} - 1) = R\sigma(T_к - T_н). \quad \text{(IV—28)}$$

Сопоставим теперь процессы сжатия без потерь и с потерями в s, T- и v, p-диаграммах. Если процесс совершается с потерями ($H_r \neq 0$), то энтропия газа возрастает и процесс сжатия в s, T-диаграмме изображается не вертикалью $AB_{ад}$ (см. рис. 139), а правее линией $AB_{пол}$ и конечная температура газа $T_к$ будет выше, чем при адиабатическом сжатии (т. е. отсутствии потерь). Это повышение температуры является следствием дополнительного подогрева газа за счет внутренних потерь H_r. При более высоких температурах $T_к > T_{ад}$ значение удельного объема $v > v_{ад}$ будет выше, чем при адиабатическом сжатии при одинаковых давлениях.

Из последнего обстоятельства вытекает, что интеграл $\int_н^к vdp$ в случае потерь больше, чем при их отсутствии, т. е.

$$H_{эф} = H_{ад} + \Delta H = H_{ад} + \int_н^к (v - v_{ад})\,dp.$$

Таким образом, для работы сжатия с потерями

$$H = H_{ад} + \Delta H + H_r, \quad \text{(IV—29)}$$

т. е. работа сжатия увеличивается не только на величину H_r, но и на величину ΔH, равную $\int (v - v_{ад})\,dp$ вследствие того, что сжатие совершается при более высоких удельных объемах газа.

Заметим, что отношение $\frac{\Delta H}{H}$ (рис. 140) возрастает с увеличением отношения давлений ε и показателя политропы m, т. е. с увеличением потерь H_r. В дальнейшем для величины H будем пользоваться равенством:

$$H = RT_н\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p_к}{p_н}\right)^{\frac{1}{\sigma}} - 1\right]. \quad \text{(IV—30)}$$

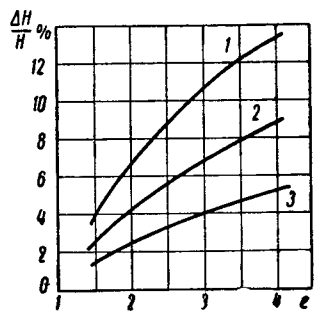


Рис. 140. Зависимость $\frac{\Delta H}{H}$ от ε и m $\left(\Delta H = \int_н^к (v - v_{ад}) \times dp\right)$; значения $\eta_{пол}$: 1—0,6 ($m = 1{,}91$); 2—0,7 ($m = 1{,}69$); 3—0,8 ($m = 1{,}55$)

Работа сжатия при $H_r \neq 0$ может быть вычислена, если известна величина $\sigma = \frac{m}{m-1}$. Для ее определения введем понятие о к. п. д. компрессора. Оценкой величины внутренних потерь H_r, возникающих вследствие несовершенства динамики потока внутри компрессора, может служить отношение, которое назовем внутренним к. п. д.

$$\eta_i = \frac{H - H_r}{H} = \frac{H_{эф}}{H} = \frac{\int_н^к vdp + \frac{c_к^2 - c_н^2}{2g}}{H} = \frac{\int_н^к vdp + \frac{c_к^2 - c_н^2}{2g}}{\frac{102(N - N_{мех})}{G}}, \quad \text{(IV—31)}$$

где G — весовой расход газа;

$N_{мех}$ — мощность, затрачиваемая на механические потери (в подшипниках, зубчатой передаче и пр.).

Внутренний к. п. д. η_i является универсальной характеристикой, справедливой для любых: типа компрессора (центробежного, поршневого, осевого и т. д.); напорности (в частности, и для вентилятора); сжимаемой среды. Он не зависит от охлаждения в процессе сжатия. Однако при использовании уравнения (IV—31) возникают

трудности вычисления интеграла $H_{эф}=\int_{н}^{к} vdp$ — необходимо знать закон изменения состояния газа в процессе сжатия.

В рассматриваемом выше случае политропического сжатия без охлаждения, пренебрегая изменением кинетической энергии и полагая газ совершенным (c_v и c_p = const), из уравнений (IV—27, 28 и 30) получим:

$$\eta_i=\eta_{пол}=\frac{H_{эф}}{H}=\frac{\sigma}{\frac{k}{k-1}}=\frac{\lg\frac{p_к}{p_н}}{\frac{k}{k-1}\lg\frac{T_к}{T_н}}. \qquad (IV—32)$$

Откуда

$$\sigma=\eta_{пол}\frac{k}{k-1}. \qquad (IV—33)$$

Внутренний к. п. д., полученный при указанных допущениях, называется политропическим. Для его вычисления достаточно измерить начальные и конечные давления и температуры газа. В более общем случае (при переменных c_v и c_p) работа сжатия уже не может быть точно выражена формулой (IV—27), так как в этом случае $c_p \neq AR\frac{k}{k-1}$. Однако, сохраняя выражение (IV—28) для $H_{эф}$, получим для к. п. д. высоконапорной машины:

$$\eta_i=\frac{\lg\frac{p_к}{p_н}}{\frac{k}{k-1}\lg\tau}, \qquad (IV—34)$$

где $\tau=1+\frac{102\cdot(N-N_{мех})}{GRT_н\frac{k}{k-1}}$.

Мощность

$$N=\frac{1}{102}GRT_н\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p_к}{p_н}\right)^{\frac{k-1}{k\eta_i}}-1\right]+N_{мех}\ квт. \qquad (IV—35)$$

В литературе часто пользуются так называемым адиабатическим к. п. д. и определяют его как отношение:

$$\eta_{ад}=\frac{H_{ад}}{H}. \qquad (IV—36)$$

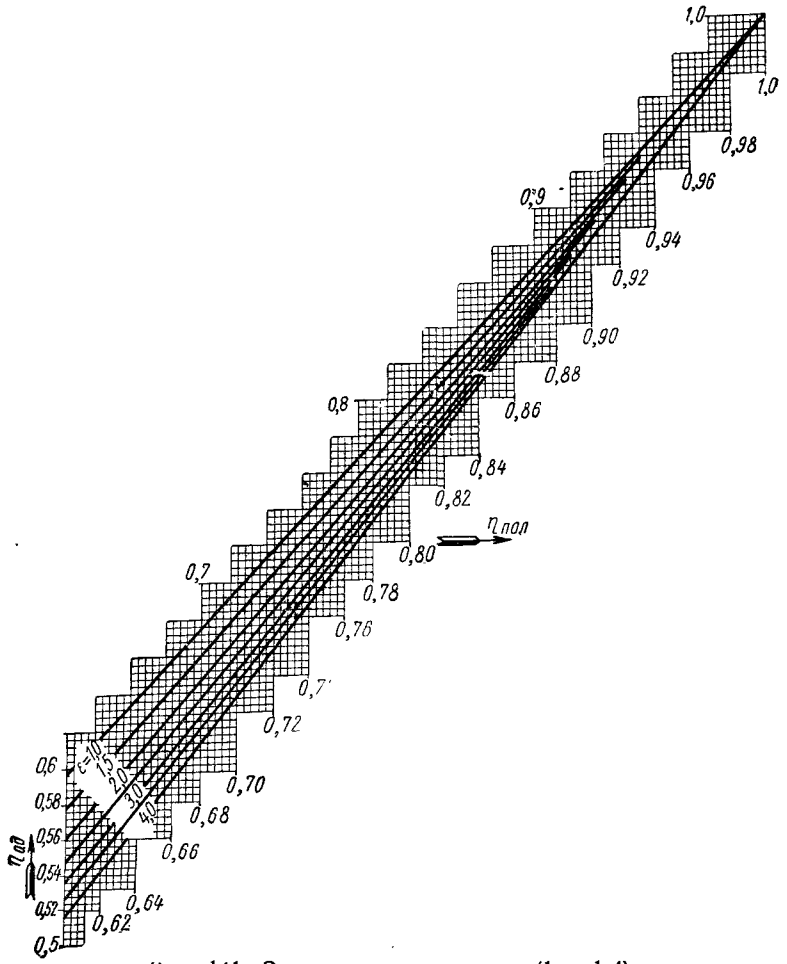


Рис. 141. Зависимость $\eta_{ад}$ от $\eta_{пол}$ (k = 1,4)

При тех же допущениях, которые были сделаны при введении понятия политропического к. п. д., получим из равенств (IV—24 и 28)

$$\eta_{ад}=\frac{T_{к.ад}-T_н}{T_к-T_н}=\frac{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}-1}{\varepsilon^{\frac{k-1}{k\eta_{пол}}}-1}. \qquad (IV—37)$$

Уравнение (IV—37) дает зависимость между адиабатическим и политропическим к. п. д. (рис. 141). Как видно из рисунка, всегда

$\eta_{ад} < \eta_{пол}$; разница между ними возрастает с увеличением ε и k, при больших значениях $\eta_{пол}$ она меньше.

Адиабатический к. п. д. не характеризует полностью потерь H_r, так как величина $H_{ад}$ в числителе уравнения (IV—36) не выражает работу за вычетом потерь, а равна $H_{ад} = H - H_r - \Delta H$, где ΔH—разница между истинным значением интеграла $\int_{н}^{к} vdp$ и вычисленным приближенно, полагая процесс сжатия адиабатическим. Следовательно, адиабатический к. п. д. не является мерилом газодинамических потерь в машине, поэтому в двух машинах с одинаковым адиабатическим к. п. д. могут быть разные потери $\frac{H_r}{H}$. В практике адиабатическим к. п. д. пользуются для вычисления мощности:

$$N = \frac{G}{102\eta_{ад}} RT_н \frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p_к}{p_н}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] \text{квт}.$$

Напорный к. п. д.

В соответствии с формулой (IV—12) работа, затрачиваемая на 1 *кг* газа при радиальном входе в колесо

$$h = \frac{1}{g}\varphi_2 u_2^2 = \frac{1}{g}\left(k_z - \frac{c_{2r}}{u_2}\operatorname{ctg}\beta_2\right)u_2^2.$$

Величина h не учитывает, однако, утечки газа через уплотнения ступени в количестве $\frac{G_{пр}}{G}$, что увеличивает работу сжатия до $\left(1 + \frac{G_{пр}}{G}\right)h$, а также потерь на трение боковых поверхностей колеса в среде газа. Если эти потери для данной ступени составляют $N_{тр}$ *квт*, то полная работа, затрачиваемая на сжатие 1 *кг* газа, проходящего через всю проточную часть ступени, равна

$$\left(1 + \frac{G_{пр}}{G}\right)h + \frac{102N_{тр}}{G}.$$

Внутренняя мощность многоступенчатой машины (без учета механических потерь)

$$N_i = \sum \frac{G\varphi_2 u_2^2}{g \cdot 102}\left(1 + \frac{G_{пр}}{G}\right) + \sum N_{тр} \text{ квт}, \qquad \text{(IV—38)}$$

где G — весовая производительность, учитывающая утечки только через концевые уплотнения, *кг/сек*.

Применим формулу (IV—38) к группе ступеней с числом X, одинаковыми диаметрами колес и выходными треугольниками

скоростей (одинаковые φ_2 и u_2), отличающимися только шириной каналов. Тогда:

$$N_i = \frac{XG}{g \cdot 102}\varphi_2 u_2^2\left(1 + \frac{\bar{G}_{пр}}{G}\right) + X\bar{N}_{тр} \text{ квт}, \qquad \text{(IV—39)}$$

где $\bar{G}_{пр}$ и $\bar{N}_{тр}$ — средние для групп ступеней значения потерь на протечки и трение боковых поверхностей колеса в среде газа.

Значение внутренней мощности можно определить также через эффективный напор $H_{эф}$ и политропический, или внутренний, к. п. д.

$$N_i = \frac{GH_{эф}}{102 \cdot \eta_{пол}} \text{ квт}. \qquad \text{(IV—40)}$$

Установим связь между напорами эффективным $H_{эф}$ и h, затрачиваемым в одной ступени. Для этого введем так называемый напорный к. п. д. η_h. Для группы ступеней:

$$H_{эф} = X\eta_h \cdot h = X\eta_h \cdot \frac{\varphi_2}{g}u_2^2. \qquad \text{(IV—41)}$$

Напорный к. п. д. η_h должен учитывать все потери H_r, за исключением потерь на утечки газа через внутренние уплотнения и на работу трения дисков. Следовательно, он всегда выше политропического на величину этих потерь. Приравнивая N_i по формулам (IV—40 и 39) и, заменяя $H_{эф}$ из уравнения (IV—41), получим зависимость между напорным и политропическим к. п. д.

$$\frac{G}{g \cdot 102}X\frac{\eta_h}{\eta_{пол}}\varphi_2 u_2^2 = \frac{G}{g \cdot 102}X\varphi_2 u_2^2\left(1 + \frac{\bar{G}_{пр}}{G}\right) + X\bar{N}_{тр}.$$

Откуда:

$$\frac{\eta_h}{\eta_{пол}} = 1 + \frac{\bar{G}_{пр}}{G} + \frac{102g\bar{N}_{тр}}{G\varphi_2 u_2^2} = 1 + \beta_{пр} + \beta_{тр}. \qquad \text{(IV—42)}$$

Зная эту зависимость, можно по известной из опыта величине внутреннего (политропического) к. п. д. найти напорный к. п. д. расчетным путем, предварительно определив значения $\beta_{пр}$ и $\beta_{тр}$.

Для вычисления протечек газа через лабиринтные уплотнения (рис. 142) воспользуемся простейшей формулой Стодола:

$$G_{пр} = \bar{\alpha}\pi D s\gamma_m \sqrt{\frac{2g\Delta p}{Z\gamma_m}}, \qquad \text{(IV—43)}$$

где $\bar{\alpha}$ — коэффициент расхода, зависящий от конструкции лабиринта;
s — радиальный зазор;
Z — число гребней уплотнения;
Δp — перепад давления в уплотнении;
γ_m — средний удельный вес газа в уплотнении.

Необходимо учесть, что главными протечками в ступени являются потери через уплотнения покрывающего диска. Потери через уплотнения вала учитываются некоторым увеличением коэффициента расхода $\bar{\alpha}$.

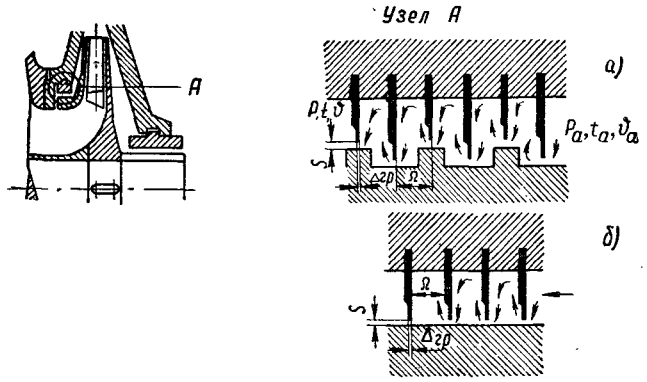


Рис. 142. Лабиринтные уплотнения ступени:
а — ступенчатые; *б* — гладкие

Как показали опыты Степанова, а также Невского завода им. Ленина (НЗЛ), перепад давлений Δp может быть вычислен по формуле

$$\frac{\Delta p}{\gamma_m} = \frac{3}{4}\left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}\right).$$

Подставляя $\frac{\Delta p}{\gamma_m}$ в (IV—43), находим:

$$G_{пр} = \bar{\alpha}\pi D s \gamma_m u_2 \sqrt{\frac{3}{4Z}\left(1 - \frac{D_1^2}{D_2^2}\right)}.$$

Как видно, утечки $G_{пр}$ возрастают от ступени к ступени, пропорционально увеличению удельного веса γ_m.

Выразим весовой расход в следующей форме:

$$G = \gamma_2 \pi \tau_2 D_2^2 \frac{b_2}{D_2} \frac{c_{2r}}{u_2} u_2.$$

Для отношения $\frac{\bar{G}_{пр}}{G}$ в формуле (IV—42) применительно к условному среднему колесу некоторой группы ступеней, отличающихся только шириной каналов, после подстановки получим:

$$\beta_{пр} = \frac{\bar{G}_{пр}}{G} = \frac{\bar{\alpha}\frac{D}{D_2}\left(\frac{\gamma_m}{\gamma_2}\right)_{ср}\sqrt{\frac{3}{4Z}\left(1 - \frac{D_1^2}{D_2^2}\right)}}{\tau_2\left(\frac{b_2}{s}\right)_{ср}\frac{c_{2r}}{u_2}}. \qquad (IV—44)$$

Из формулы (IV—44) видно, что относительная величина протечек непосредственно не зависит от параметров машины и природы газа; наибольшее влияние имеет отношение средней ширины колеса к зазору $\left(\frac{b_2}{s}\right)_{ср}$, величина $\frac{c_{2r}}{u_2}$ и конструктивные характеристики уплотнения.

Для оценки численного значения $\beta_{пр}$ следует учесть, что зазор в уплотнениях зависит от диаметра колеса. На основании опытных

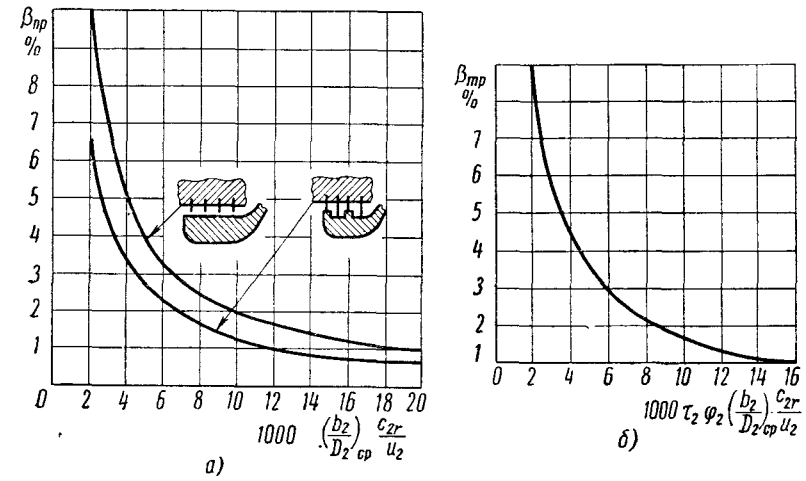


Рис. 143. Зависимости:
а — потерь на протечки $\beta_{пр}$% от $1000\left(\frac{b_2}{D_2}\right)_{ср}\frac{c_{2r}}{u_2}$ при $D_2 = 1000$; *б* — потерь на трение $\beta_{тр}$ % от $1000\,\tau_2 \cdot \varphi_2\left(\frac{b_2}{D_2}\right)_{ср} \cdot \frac{c_{2r}}{u_2}$

данных эта зависимость выражается в следующем виде:

$$s = 0{,}2 + 0{,}4\frac{D_2}{1000}\ мм. \qquad (IV—45)$$

Учитывая сказанное, находим:

$$\beta_{пр} = \frac{\bar{\alpha}\frac{D}{D_2}\left(\frac{\gamma_m}{\gamma}\right)_{ср}\left(0{,}4 + \frac{200}{D_2}\right)\sqrt{\frac{3}{4Z}\left(1 - \frac{D_1^2}{D_2^2}\right)}}{\tau_2 \cdot 1000 \cdot \left(\frac{b_2}{D_2}\right)_{ср}\frac{c_{2r}}{u_2}}. \qquad (IV—46)$$

Принимая в среднем для ступенчатого уплотнения $\bar{\alpha} = 1$ (с учетом потерь в уплотнениях вала) и для гладких уплотнений $\alpha = 1{,}54$ при $z = 4$, а также средние значения $\tau_2 = 0{,}92$, $\frac{D}{D_2} =$

$=0{,}62$, $\frac{D_1}{D_2}=0{,}54$, $\left(\frac{\gamma_m}{\gamma_2}\right)_{ср}=0{,}9$ и $D_2=1000$ *мм*, выразим $\beta_{пр}$ (%) в функции от $1000\left(\frac{b_2}{D_2}\right)_{ср}\frac{c_{2r}}{u_2}$ (рис. 143, *а*).

При достаточно больших значениях $\left(\frac{b_2}{D_2}\right)_{ср}$ и $\frac{c_{2r}}{u_2}$ потери не превышают 1—2%.

Вычислим потери на трение дисков.

По данным Зумбуша для чисел Рейнольдса $\mathrm{Re}_s=\frac{D_2u_2}{2\cdot\nu_2}\geqslant 5\times10^6$, при зазоре между дисками колеса и корпусом 1—3% от D_2 для нешлифованных наружных поверхностей дисков, мощность трения

$$N_{тр}=0{,}54\cdot\gamma_2\cdot D_2^5\left(\frac{u_2}{100}\right)^3 \quad квт. \qquad (IV—47)$$

Для группы ступеней, отличающихся только шириной каналов, относительные потери на трение дисков (в %)

$$\beta_{тр}=\frac{17{,}2}{1000\cdot\tau_2\varphi_2\left(\frac{b_2}{D_2}\right)_{ср}\frac{c_{2r}}{u_2}}. \qquad (IV—48)$$

Значение $\beta_{тр}$ представлено на рис. 143, *б* в функции от $\tau_2\varphi_2\left(\frac{b_2}{D_2}\right)_{ср}\frac{c_{2r}}{u_2}$. На потери $\beta_{тр}$ влияют в основном $\left(\frac{b_2}{D_2}\right)_{ср}$ и $\frac{c_{2r}}{u_2}$. При достаточно больших $\left(\frac{b_2}{D_2}\right)_{ср}$ потери $\beta_{тр}$ не превышают 1—3%.

Вычислив с достаточной точностью величины $\beta_{пр}$ и $\beta_{тр}$, можно определить мощность на валу компрессора для группы ступеней, отличающихся только шириной каналов, по формуле

$$N=\frac{X}{102}\frac{G}{g}\varphi_2u_2^2(1+\beta_{пр}+\beta_{тр})+N_{мех} \quad квт, \qquad (IV—49)$$

где $\varphi_2=k_z-\frac{c_{2r}}{u_2}\operatorname{ctg}\beta_2$.

Газодинамические характеристики

Компрессорная машина характеризуется расчетными значениями производительности V, конечного и начального давлений $p_к$ и $p_н$, их отношением $\varepsilon=\frac{p_к}{p_н}$, мощностью N, к. п. д. η и т. д.

Однако машина, сконструированная для заданных параметров, может работать в некотором диапазоне производительности, развивая при этом различные давления, определенную мощность

и к. п. д. Работа машины при переменном режиме определяется газодинамическими характеристиками, представляющими зависимость отношения давлений, конечного давления $p_к$ или разности $\Delta p=p_к-p_н$, мощности N и к. п. д. η от объемной V или весовой G производительности при одном или нескольких числах оборотов n. Газодинамические характеристики определяются только при испытаниях машины, кривые мощности могут быть также подсчитаны, но только в простейших случаях. Для дальнейшего изложения напишем принципиальную зависимость отношения давлений и мощности от производительности.

Пользуясь уравнениями (IV—40 и 41) и заменяя $\frac{c_{2r}}{u_2}$ через формулу расхода (IV—15), получим:

$$\varepsilon=\left[1+X(1+\beta_{пр}+\beta_{тр})\left(k_z-\frac{V\operatorname{ctg}\beta_2}{\pi\tau_2k_{v_2}D_2^2\frac{b_2}{D_2}u_2}\right)\times\right.$$
$$\left.\times\frac{(k-1)u_2^2}{gkRT_н}\eta_{пол}\right]^{\frac{k}{k-1}}. \qquad (IV—50)$$

Учитывая уравнение (IV—49),

$$N=X\frac{\gamma_н V}{102g}(1+\beta_{пр}+\beta_{тр})\left(k_z-\frac{V\operatorname{ctg}\beta_2}{\pi\tau_2k_{v_2}D_2^2\frac{b_2}{D_2}u_2}\right)u_2^2+$$
$$+N_{мех} \quad квт. \qquad (IV—51)$$

При выводе обоих уравнений мы исходили из допущения, что при переменном V и расчетном значении производительности V_p треугольники скоростей всех ступеней одинаковы, что справедливо только приближенно, при незначительном отклонении V от V_p. Тем не менее, исходя из этих формул, можно сделать ценные общие выводы.

Но прежде чем анализировать уравнения (IV—50 и 51), рассмотрим типичные газодинамические характеристики центробежных компрессорных машин с лопатками, загнутыми назад. Как показано на рис. 144, зависимость ε от V или конечного давления $p_к$ от производительности имеет параболический характер (восходящая ветвь AK и нисходящая KB). Опыт показывает, что работа машины, соответствующая этим ветвям, резко отличается. По мере увеличения противодавления (например, при закрытии задвижки в нагнетательной сети) конечное давление и отношение давлений повышаются, а производительность падает. Таким образом, путем увеличения сопротивления сети можно осуществить все режимы работы, показанные на нисходящей ветви KB. При приближении

к точке перегиба кривой (точка K) почти внезапно меняется шум, прекращается нормальная подача газа, режим работы становится неустойчивым, что проявляется в колебаниях производительности, давления и мощности. При дальнейшем увеличении сопротивления сети уменьшается не только производительность, но и давление.

Ветвь AK соответствует неустойчивому режиму работы (помпаж). Помпаж возникает вследствие срыва потока в машине и сопровождается сотрясением ротора, корпуса и трубопроводов, тем более резким, чем больше давление, емкость сети и плотность сжимаемого газа. Точку перегиба кривой $p_к = f(V)$ (точка K) называют критической и соответствующую ей производительность — критической производительностью $V_{кр}$.

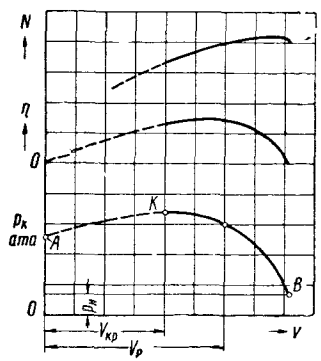


Рис. 144. Газодинамические характеристики

Длительная работа машины в пределах кривой AK, т. е. в зоне расходов $V \leqslant V_{кр}$, недопустима, что является существенным недостатком центробежных и осевых компрессорных машин. Поэтому, наряду с важнейшим технико-экономическим показателем к. п. д., следует указывать помпажные свойства данной машины, характеризуемые отношением $\frac{V_{кр}}{V}$, которое обычно лежит в пределах 0,45—0,75.

Вернемся теперь к анализу уравнений (IV—50 и 51). Величина отношения давлений ε заметно зависит от $\eta_{пол}$, а мощность слабо (коэффициенты $\beta_{пр}$ и $\beta_{тр}$ характеризуют только незначительную часть всех потерь). Рассмотрим лишь ту часть характеристики отношение давлений — производительность, которая лежит вблизи оптимума к. п. д. Для этого участка характеристики показатель степени в формуле (IV—50) можно считать постоянным. На характер кривой отношение давлений — производительность наиболее резко влияет величина выходного угла лопаток β_2. Для лопаток, загнутых назад, ctg β_2 — величина положительная, для лопаток с радиальным выходом ctg $\beta_2 = 0$, т. е. производительность вообще не входит в формулу (IV—50); и, наконец, для лопаток, загнутых вперед, ctg $\beta_2 < 0$, вследствие чего на рассматриваемом участке кривой $\varepsilon = f(V)$ отношение давлений с повышением V будет возрастать.

Следовательно, для лопаток с радиальным выходом ($\beta_2 = 90°$) точка максимального к. п. д. должна совпадать или быть близкой к критической точке (границе помпажа), что является недостатком

этой конструкции колес. Чем меньше выходной угол лопаток β_2, тем круче характеристика $\varepsilon = f(V)$. Как правило, с уменьшением выходного угла лопаток граница помпажа отодвигается влево.

Из формулы (IV—51) видно, что кривая мощности для лопаток с радиальным выходом (при $u_2 = \text{const}$) близка к прямой, проходящей через начало координат; для лопаток, загнутых назад, расположена ниже ее, а для лопаток, загнутых вперед, — выше.

Формулы (IV—50 и 51) показывают, что при данном числе оборотов (u_2) степень сжатия зависит от плотности газа (газовой константы R), его начальной температуры $T_н$ и показателя адиабаты k.

Мощность при данном числе оборотов зависит от начального удельного веса газа $\gamma_н$ или от $p_н$, R и $T_н$. Таким образом, в полученных опытным путем газодинамических характеристиках должны быть указаны численные значения величин n, R, $T_н$, $p_н$ и k.

Из этих же уравнений следует, что отношение давлений ε, а также величина $\frac{N_i}{\gamma_н u_2^3}$ зависят от

$$\frac{V}{u_2},\ \frac{u_2^2}{RT_н} \text{ и } k.$$

Газодинамические характеристики имеют очень важное значение для правильной эксплуатации машин. Однако для проектирования новых машин важно иметь безразмерные характеристики группы ступеней или каждой ступени в отдельности.

Для построения безразмерной характеристики одной ступени исходим из следующего выражения для напора:

$$h_{эф} = \chi u_2^2 = \frac{\psi}{g} u_2^2,$$

где коэффициенты напора

$$\psi = g\chi = \eta_h \varphi_2 = \eta_h \left(k_z - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2\right).$$

Рассмотрим вначале простейший случай отсутствия потерь ($\psi_T = \varphi_2$). Для функции $\psi_T = \varphi_2$ от $\frac{c_{2r}}{u_2}$ получим прямую линию, наклон которой зависит от величины выходного угла лопаток β_2. В частности, для лопаток, загнутых назад, угол наклона прямой тем больше, чем меньше угол β_2.

Потери учитывают умножением величины φ_2 на напорный к. п. д.

Теперь, вместо линейной зависимости, получим параболическую кривую, характеризующую зависимость коэффициентов ψ и к. п. д. η_h в функции от $\frac{c_{2r}}{u_2}$. Полученными кривыми пользуются при расчете новых машин.

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И ОСОБЕННОСТИ РАБОЧИХ КОЛЕС РАЗЛИЧНОГО ТИПА

На свойства рабочих колес влияет главным образом выходной угол лопаток β_2. Лопатки, загнутые вперед ($\beta_2 > 90°$), применяют только в вентиляторах, где, как правило, требования максимальной

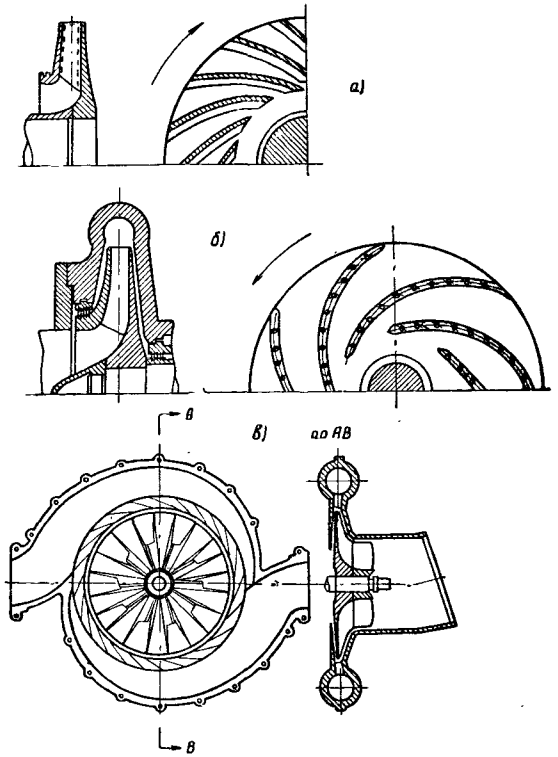


Рис. 145. Колеса:
а — компрессорные; *б* — насосные; *в* — авиационные

простоты и минимальных размеров имеют большее значение, чем к. п. д. и отчасти форма характеристик.

Рабочие колеса нагнетателей и компрессоров следует разделить на три типа:

с лопатками, сильно загнутыми назад ($\beta_2 = 15 \div 25°$, $z_2 = 6 \div 9$);

с лопатками, нормально загнутыми назад ($\beta_2 = 40 \div 50°$, $z_2 = 14 \div 28$);

с радиальными лопатками ($\beta_2 = 90°$, $z_2 = 16 \div 20$).

Указанные типы колес называют соответственно колесами насосного, компрессорного и авиационного типов. Они значительно отличаются друг от друга по своим свойствам.

Колеса авиационного типа в отличие от насосных и компрессорных имеют предкрылок (рис. 145), обеспечивающий безударный вход на радиально направленные лопатки. В большинстве случаев колеса авиационного типа выполняют открытыми (без покрывающего диска). Они обладают исключительной прочностью и допускают применение окружных скоростей до 350—450 *м/сек*, тогда как для колес других типов u_2 обычно не выше 300 *м/сек*.

В последнее время для повышения к. п. д. применяют также и закрытые колеса авиационного типа, однако при этом допустимая окружная скорость снижается.

В дальнейшем мы будем рассматривать преимущественно колеса компрессорного и насосного типов, наиболее часто применяемые в стационарных центробежных компрессорных машинах.

Эффективность рабочих колес зависит от многих факторов. Главными определяющими параметрами, наряду с числом M, являются следующие безразмерные величины:

$$\beta_2,\ \frac{c_{2r}}{u_2},\ \frac{b_2}{D_2},\ z_2,\ \beta_1,\ \frac{d}{D_2},\ \frac{D_1}{D_2}\ \text{и}\ \frac{c_1}{c_0}.$$

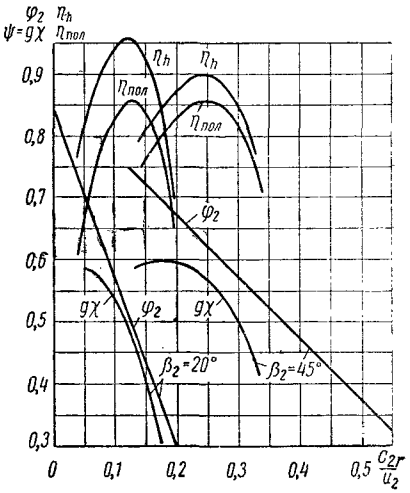


Рис. 146. Сопоставление теоретических и действительных характеристик ступеней насосного ($\beta_2 = 20°$) и компрессорного ($\beta_2 = 45°$) типов

При выборе этих параметров необходимо учитывать зависимости между ними.

Особо важное значение имеет выбор рационального значения $\left(\frac{c_{2r}}{u_2}\right)_{опт}$, соответствующего оптимальному значению к. п. д. Величина $\left(\frac{c_{2r}}{u_2}\right)_{опт}$ зависит, в частности, от типа диффузора. В безлопаточном диффузоре при прочих равных условиях $\left(\frac{c_{2r}}{u_2}\right)_{опт}$ будет несколько большим, чем в лопаточном. Но в большей мере $\left(\frac{c_{2r}}{u_2}\right)_{опт}$ зависит от выходного угла лопаток β_2 (рис. 146). Теоретическая характеристика ступени ($\eta_h = 1$) при $\beta_2 = 20°$ круче, чем при

$\beta_2 = 45°$, и отношение $\left(\frac{c_{2r}}{u_2}\right)_{опт}$ значительно меньше. Оно составляет в первом случае 0,12 и во втором 0,24.

Зависимость между $\left(\frac{c_{2r}}{u_2}\right)_{опт}$ и β_2 не является однозначной и достаточной, но все же можно пользоваться примерными зависимостями, приведенными на рис. 147. Указанные значения $\left(\frac{c_{2r}}{u_2}\right)_{опт}$ относятся к средним величинам $\frac{b_2}{D_2}$; при малых $\frac{b_2}{D_2}$ они возрастают.

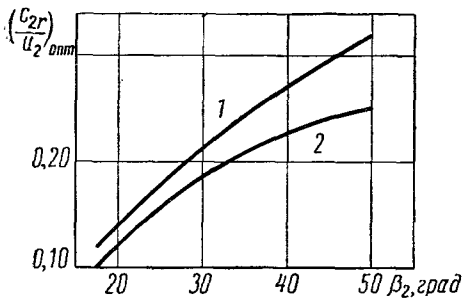


Рис. 147. Зависимость оптимального значения $\left(\frac{c_{2r}}{u_2}\right)_{опт}$ от β_2:

1 — безлопаточный диффузор, *2* — лопаточный

Оптимальное число лопаток по опытам Невского машиностроительного завода имени Ленина (НЗЛ) хорошо согласуется с формулой Эккерта [IV—1)], выведенной им для оптимального шага эквивалентной прямой решетки:

$$z_{2опт} = \frac{6{,}8 \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right)}{\lg\left(\frac{D_2}{D_1}\right)}. \qquad (IV—52)$$

Если половину лопаток выполнить укороченными на входе, то $z_{2опт}$ будет выше, чем по формуле (IV—52), приблизительно на 30%. Для отношения $\frac{d}{D_2}$ можно рекомендовать эмпирическую зависимость

$$\frac{d}{D_2} = a\sqrt{\frac{n_{кр}}{n} u_{2ср}}, \qquad (IV—53)$$

где a — коэффициент, зависящий от числа ступеней и конструкции ротора;

$\frac{n_{кр}}{n}$ — отношение критического числа оборотов ротора к рабочему;

$u_{2ср}$ — средняя окружная скорость рабочих колес.

Для определения отношения $\frac{D_1}{D_2}$ или $\frac{D_0}{D_2}$, где $D_1 = k_0 D_0$ и k_0 близко к единице, следует исходить из уменьшения потерь при движении газа внутри каналов колеса. Эти потери зависят от величины относительной скорости. Поэтому желательно получить минимальное значение скорости w_1, так как она всегда больше w_2

и определяет максимальную скорость в канале колеса. При радиальном и безударном входе на лопатки

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2.$$

Из этого уравнения, а также формулы расхода можно найти значение $\left(\frac{D_0}{D_2}\right)_{w_1 min}$, при котором относительная скорость w_1 минимальна

$$\left(\frac{D_0}{D_2}\right)^2_{w_1 min} = \left(\frac{d}{D_2}\right)^2 + 3{,}17\left(\frac{k_c \cdot \tau_2 \cdot k_{v2} \cdot \frac{b_2}{D_2} \cdot \frac{c_{2r}}{u_2}}{k_{v1} \cdot k_0}\right)^{2/3}. \qquad (IV—54)$$

Оптимальное значение $\left(\frac{D_0}{D_2}\right)_{опт}$ несколько выше $\left(\frac{D_0}{D_2}\right)_{w_1 min}$, так как при этом w_1 практически не повышается (w_1 вблизи минимума меняется мало), а скорости c_0 и c_1 снижаются и тем самым уменьшаются потери на входе в колесо и повороте при подходе потока к лопаткам. Поэтому можно рекомендовать несколько увеличенное значение $\frac{D_0}{D_2}$:

$$\left(\frac{D_0}{D_2}\right)_{опт} = (1{,}02 - 1{,}06)\left(\frac{D_0}{D_2}\right)_{w_1 min}. \qquad (IV—55)$$

Для определения $k_c = \frac{c_1}{c_0}$ исходят из требования небольшого ускорения потока при входе в колесо, что способствует уменьшению потерь на входе и повороте.

Обозначим через c_1' скорость непосредственно перед входом в лопаточный канал и через c_1, как и раньше, скорость входа в лопатки. Обе скорости связаны соотношением $c_1' = \tau_1 \cdot c_1$. Для параметров $k_c' = \frac{c_1'}{c_0}$ и $k_c = \frac{c_1}{c_0}$ получим:

$$k_c' = \frac{c_1'}{c_0} \geqslant 1; \qquad (IV—56)$$

$$k_c = \frac{c_1}{c_0} = \frac{1}{\tau_1} \geqslant 1. \qquad (IV—57)$$

Обычно для первого колеса принимают значение k_c' в пределах 1,02—1,08.

Входной угол лопаток β_1 рекомендуется принимать близким к углу $\beta_{1опт}$ при радиальном и безударном входе

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \operatorname{tg}\beta_{1опт} = \frac{c_1}{u_1} = \frac{4k_c\tau_2 \cdot k_{v2} \cdot \frac{b_2}{D_2} \cdot \frac{c_{2r}}{u_2}}{k_{v1}k_0\left[\left(\frac{D_0}{D_2}\right)^2 - \left(\frac{d}{D_2}\right)^2\right]\frac{D_0}{D_2}}, \qquad (IV—58)$$

где c_1 — скорость входа на лопатки.

Однако опыт показывает, что при осевом входе газа (в одноступенчатых машинах) оптимальное значение β_1 ближе к выражению

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{c_1'}{u_1} = \frac{\tau_1 c_1}{u_1}. \qquad \text{(IV—59)}$$

Для остальных случаев формула (IV—58) удовлетворительно согласуется с опытом. Отметим, что наибольшее значение β_1 соответствует $d=0$ (одноступенчатая машина с консольно расположенным колесом). При этом, если $\frac{D_0}{D_2}$ принято по уравнению (IV—54), то наибольшее значение β_1:

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{1}{\sqrt{2}}, \text{ т. е. } \beta_1 = 35°.$$

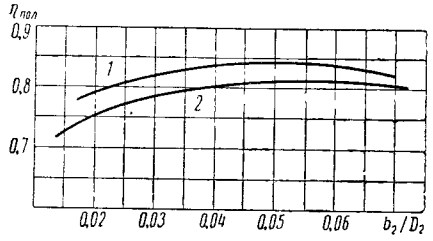


Рис. 148. Зависимость политропического к. п. д. $\eta_{пол}$ от относительной ширины колеса $\frac{b_2}{D_2}$:

1 — лопаточный диффузор, *2* — безлопаточный

Рассмотрение восьми основных параметров колеса показывает, что между ними можно установить пять аналитических зависимостей, только три из которых могут быть выбраны более или менее независимо.

В качестве главных параметров колеса в дальнейшем примем величины: β_2, $\frac{c_{2r}}{u_2}$ и $\frac{b_2}{D_2}$.

Рассмотрим влияние относительной ширины колеса $\frac{b_2}{D_2}$.

Отношение $\frac{b_2}{D_2}$ влияет на величину потерь внутри проточной части, а также на потери, связанные с протечками ($\beta_{пр}$) и трением дисков ($\beta_{тр}$).

При малых $\frac{b_2}{D_2}$ (ниже 0,02) значительно увеличиваются потери в проточной части, т. е. снижается напорный к. п. д. η_h, и одновременно резко возрастают потери $\beta_{пр}$ и $\beta_{тр}$. Характер зависимости к. п. д. $\eta_{пол} = f\left(\frac{b_2}{D_2}\right)$ показан на рис. 148.

Падение политропического к. п. д. при больших значениях $\frac{b_2}{D_2}$ для обычных непространственных лопаток объясняется нарушением плоского характера потока (появлением осевых составляющих скоростей, резкой неравномерностью углов входа потока на лопатки колеса, нарушением равномерности потока при выходе из колеса

и т. д.). Однако величина $\frac{b_2}{D_2}$ влияет не только на к. п. д., но и на размеры машины. В самом деле, из формул (IV — 16, 17, 19) получим:

$$D_2 = \frac{a_1}{\sqrt{\frac{b_2}{D_2}}}; \quad n = a_2\sqrt{\frac{b_2}{D_2}}; \quad b_2 = a_3\sqrt{\frac{b_2}{D_2}}. \qquad \text{(IV—60)}$$

Для пояснения рассмотрим нагнетатель производительностью 225 *м³/мин* с конечным давлением 2,2 *ата* (среда — воздух). Принято две ступени, $\frac{c_{2r}}{u_2} = 0{,}25$, $\beta_2 = 45°$, $z_2 = 18$ и $u_2 = 265$ *м/сек* и рассчитаны четыре варианта проточной части с относительной шириной первых колес $\frac{b_2}{D_2} = 0{,}07,\ 0{,}055,\ 0{,}04,\ 0{,}025$. По данным табл. 15 при возрастании $\frac{b_2}{D_2}$ от 0,025 до 0,07 диаметр колеса уменьшается с 805 до 480 *мм*, а ширина колеса при выходе увеличивается от 20 до 34 *мм*.

Таблица 15

Влияние относительной ширины колеса на основные размеры машины

$\frac{b_2}{D_2}$ первого колеса	D_2, *мм*	b_2, *мм*	n, об/мин	$\frac{b_2}{D_2}$ II ступени	$\frac{d}{D_2}$	$\frac{D_1}{D_2}$	$\frac{w_1}{w_2}$ I ступени	$\frac{w_1}{w_2}$ II ступени
0,07	480	34	10550	0,0555	0,25	0,562	1,92	1,68
0,055	540	30	9360	0,0441	0,25	0,546	1,81	1,57
0,04	635	25	7980	0,0325	0,25	0,512	1,7	1,43
0,025	805	20	6300	0,0206	0,25	0,472	1,51	1,25

Следовательно, при конструировании рабочих колес необходимо избегать малых величин относительной ширины (ниже 0,02—0,04), при которых снижается к. п. д., увеличиваются габариты и вес машины.

При высоких окружных скоростях ($u_2 = 270 \div 290$ *м/сек*) значения $\frac{b_2}{D_2}$ выше 0,07—0,075 трудно осуществить из-за недостаточной прочности колеса. Значения $\frac{b_2}{D_2}$ выше 0,10—0,12 (если при малых u_2 они допустимы по соображениям прочности) при обычных, непространственных лопатках могут быть причиной ухудшения к. п. д.

Остановимся еще на важном параметре работы колеса — числе М. Обычно для колес с лопатками, загнутыми назад, наибольшее

значение M соответствует скорости c_2. Опыт показывает, что если значение $M_{c2}=\frac{c_2}{a_2}$, соответствующее скорости c_2 при выходе из колеса, превышает определенную величину (в пределах 0,55—1,0, в зависимости от типа колеса и конструкции ступени), то начинается падение к. п. д. и ухудшается форма характеристики давление — производительность. Отсюда расчетная окружная скорость ограничена:

$$u_{2\max}=(0{,}5\div 1{,}0)\sqrt{\frac{gkRT_2}{\varphi_2^2+\left(\frac{c_{2r}}{u_2}\right)^2}}. \qquad \text{(IV—61)}$$

Большой практический интерес представляет сравнение колетрех различных конструкций. Рассмотрим наиболее типичные колеса.

Для типичного насосного колеса $-\beta_2=20°$ и $\frac{c_{2r}}{u_2}=0{,}12$, для компрессорного $-\beta_2=45°$ и $\frac{c_{2r}}{u_2}=0{,}24$ при лопаточном диффузоре; для авиационного $\frac{c_{2r}}{u_2}=0{,}3$ при безлопаточном диффузоре. Соответствующие значения коэффициента напора χ составляют 0,048, 0,055 и 0,069, т. е. относятся как 0,87 : 1,0 : 1,25.

Отсюда из формул (IV—16, 17 и 52) следует, что при одинаковых V, $h_{эф}$ и $\frac{b_2}{D_2}$ окружная скорость u_2', диаметр колеса D_2' и число оборотов n' насосного колеса составляют в сравнении с соответствующими величинами компрессорного колеса: $\frac{u_2'}{u_2}=1{,}07$; $\frac{D_2'}{D_2}=$ $=1{,}37$ и $\frac{n'}{n}=0{,}78$. Для u_2'', D_2'' и n'' авиационного колеса $\frac{u_2''}{u_2}=0{,}9$, $\frac{D_2''}{D_2}=0{,}95$ и $\frac{n''}{n}=0{,}95$.

Сравним теперь колеса рассмотренных типов при одинаковых V, $h_{эф}$ и n.

Исходя из формул (IV—52 и 19), получим:

$$\frac{u_2'}{u_2}=\frac{D_2'}{D_2}=1{,}07;\quad \frac{(b_2/D_2)'}{b_2/D_2}=1{,}63.$$

$$\frac{u_2''}{u_2}=\frac{D_2''}{D_2}=0{,}9;\quad \frac{(b_2/D_2)''}{b_2/D_2}=1{,}1.$$

Сравнение показывает, что ступени насосного типа целесообразно применять во всех случаях, когда для ступеней компрессорного типа получаются слишком низкие $\frac{b_2}{D_2}$ (ниже 0,02—0,04); это возможно при низких V и малых числах оборотов, но сравнительно высоком u_2, а также в хвостовых ступенях компрессоров.

Рассмотрим основные геометрические параметры и показатели треугольников скоростей типичных колес компрессорного и насосного типов (см. табл. 16). Геометрические параметры $\frac{D_1}{D_2}$, β_1, z_2 и $\frac{b_1}{b_2}$ подсчитаны по приведенным выше формулам (принято $\frac{b_2}{D_2}=0{,}06$ и $\frac{d}{D_2}=0{,}25$).

Таблица 16

Основные параметры типичных компрессорного и насосного колес

Тип колеса	Геометрические величины							Кинематические величины						
	β_2	$\frac{b_2}{D_2}$	$\frac{d}{D_2}$	$\frac{D_0}{D_2}$	$\frac{D_1}{D_2}$	β_1	z_2	$\frac{b_1}{b_2}$	$\frac{c_{2r}}{u_2}$	φ_2	χ	$\frac{w_1}{w_2}$	$\frac{c_1}{u_2}$	$\frac{c_2}{u_2}$	a_2	$\frac{w_1}{w_2}$
Компрессорный	45°	0,06	0,25	0,54	0,56	30°	18	1,73	0,24	0,637	0,055	0,635	0,32	0,68	20°40'	1,87
Насосный	20°	0,06	0,25	0,47	0,48	26°	9	1,37	0,12	0,955	0,048	0,582	0,232	0,55	12°20'	1,52

Из таблицы видно, что при одинаковых окружных скоростях скорости движения в колесе и диффузоре ступени насосного типа существенно меньше, чем в ступени компрессорного типа. Вследствие этого ступень насосного типа имеет большие резервы для достижения высоких к. п. д. В свою очередь к. п. д. ступеней с компрессорными колесами выше, чем с авиационными.

Опыт показывает, что ступени компрессорного и насосного типов имеют разные границы устойчивой работы. Для компрессорных ступеней $V_{кр}/V_{опт}$ обычно в пределах 0,65—0,75, для насосных = 0,45—0,65. Колеса компрессорного типа обеспечивают бо́льшую зону устойчивой работы, чем авиационного.

Сравним компрессорные и насосные типы колес по величинам предельной окружной скорости. Из табл. 17 видно (величины $u_{2\max}$ вычислены для значений коэффициентов в формуле (IV—61), равных 0,5 и 0,55), что для типичного колеса насосного типа допустимы окружные скорости по условиям M_{c2} на 24% больше, чем для компрессорного. Необходимо иметь в виду, что для легких газов достигаются значительно большие окружные скорости по условиям M_{c2}, чем по условиям прочности, тогда как для тяжелых — наоборот,

по условиям M_{c_2} нельзя использовать окружные скорости, допустимые с точки зрения прочности (u_2 до 300 *м/сек*).

Таблица 17

Допустимые окружные скорости по M_{c_2} ($T_2 = 320°$ K) для типичных колес компрессорного и насосного типов

Среда	Газовая постоянная R	Показатель адиабаты k	Скорость звука $a_2 = \sqrt{gkRT_2}$	u_2, *м/сек*			
				компрессорное		насосное	
				от	до	от	до
Воздух	29,4	1,4	359	265	285	326	352
Коксовый газ . .	72	1,36	555	408	440	505	545
Гелий	211,9	1,66	1050	770	835	955	1030
Углекислый газ .	19,25	1,31	281	207	224	256	276
Фреон-11	6,17	1,1	146	107	116	133	143

Уточнение влияния числа M_{c_2} на работу машины имеет важное практическое значение для проектирования; в каждом отдельном случае можно определить разумные границы окружной скорости.

Недостаток колес насосного типа состоит в том, что вследствие малых значений $\frac{c_{2r}}{u_2}$ потери на протечки газа и трение дисков имеют существенно большее значение, чем для колес компрессорного типа.

Следовательно, при использовании колес насосного типа необходимо тщательно конструировать и выполнять уплотнения, а также максимально снижать потери на трение дисков.

ДИФФУЗОР, ОБРАТНЫЙ НАПРАВЛЯЮЩИЙ АППАРАТ (ОНА), НАГНЕТАТЕЛЬНАЯ КАМЕРА

Различают диффузоры промежуточных и концевых ступеней. В первом случае за диффузорами устанавливают обратные направляющие аппараты, во втором — нагнетательные камеры.

Безлопаточный диффузор

В простейшем случае безлопаточный диффузор представляет собой кольцо, шириной b, образованное двумя параллельными стенками (рис. 149). Учитывая, что в кольцевом пространстве, через которое проходит газ, лопатки отсутствуют, т. е. $\tau = 1$, из

уравнения расхода для некоторого цилиндрического сечения диаметром D находим

$$c_r = \frac{V}{k_v \pi \cdot D \cdot b}, \qquad \text{(IV—62)}$$

$$c = \frac{c_r}{\sin \alpha} = \frac{V}{k_v \pi D \cdot b \cdot \sin \alpha}. \qquad \text{(IV—63)}$$

Уменьшение скорости в безлопаточном диффузоре с увеличением диаметра D зависит от угла α. Для определения угла предпо-

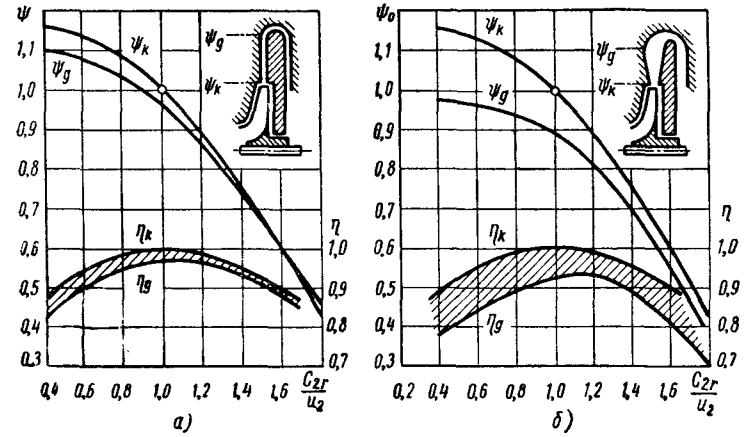


Рис. 149. Влияние угла раскрытия стенок безлопаточного диффузора на коэффициент напора ψ и к. п. д. η:

а — при b=const; *б* — с конически расходящимися боковыми стенками (по данным фирмы Эшер-Висс)

ложим, что потерь в диффузоре нет. Пользуясь уравнением моментов количеств движения аналогичным (IV—3), и учитывая, что при отсутствии лопаток и сил трения момент внешних сил, действующих на газ, равен нулю, получим:

$$0 = \int_f \frac{dG}{g} r c_u - \int_{f_2} \frac{dG}{g} r_2 c_{2u}.$$

Предполагая движение газа осесимметричным, получим:

$$r c_u = r_2 c_{2u} = \text{const}. \qquad \text{(IV—64)}$$

Следовательно, при указанных допущениях движение газа в безлопаточном диффузоре подчиняется закону $rc_u = \text{const}$, тогда пользуясь уравнениями (IV—62 и 64):

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{c_r}{c_u} = \frac{V}{k_v \pi \cdot b \cdot D_2 \cdot c_{2u}}. \qquad \text{(IV—65)}$$

Из уравнения (IV—65) видно, что при $b = \text{const}$ и небольшом изменении k_v угол α будет в первом приближении постоянным на всем пути движения через диффузор, т. е. траектория движения частиц газа близка к логарифмической спирали. При постоянном α и малом изменении k_v (см. IV—63) скорость в диффузоре уменьшается обратно пропорционально D, поэтому, например, для снижения ее в два раза необходимо, чтобы $\frac{D_4}{D_2} = 2$. В связи с этим увеличиваются радиальные размеры машины, что является одним из существенных недостатков безлопаточного диффузора. Опыт показывает, что в безлопаточном диффузоре трудно получить высокий к. п. д., особенно при малых углах α, обусловливающих большой путь трения.

Для определения потерь в безлопаточном диффузоре Г. Н. Ден [IV—2] провел на НЗЛ ряд опытов на одноступенчатой модели с широким пределом изменения относительной ширины колес $\frac{b_2}{D_2}$ (от 0,02 до 0,073). Воспользовавшись понятием «эквивалентного» конического диффузора, Г. Н. Ден получил для коэффициента потерь безлопаточного диффузора

$$\zeta = \frac{\Delta h_{r^2-4}}{c_2^2/2g}$$

следующую зависимость:

$$\zeta = 0{,}147 + 0{,}0046\,(\vartheta_m - 12°)^2, \qquad \text{(IV—66)}$$

где ϑ_m — угол раскрытия эквивалентного конического диффузора, определяемый равенством

$$\operatorname{tg}\frac{\vartheta_m}{2} = \frac{2\sqrt{\frac{b_3}{D_2}}\cdot\sin\alpha_2}{1+\sqrt{D_4/D_2}}.$$

Формула (IV—66) графически представляется параболой, минимум которой достигается при $\vartheta_m = 12°$; при углах раскрытия ϑ_m, меньших и больших 12°, потери в диффузоре возрастают.

Очевидно, что при ϑ_m, значительно меньшем 12° (т. е. небольших значениях α_2 и $\frac{b_3}{D_2}$), основными потерями являются потери на трение, тогда как при ϑ_m больше 12°, как и в конических диффузорах, преобладают потери на отрыв.

Исходя из минимума потерь в диффузоре, достигаемого при $\vartheta_m = 12°$, получим из (IV—66) зависимость для оптимального угла α_2:

$$\sin\alpha_2 = \frac{0{,}053\,(1+\sqrt{D_4/D_2})}{\sqrt{\frac{b_3}{D_2}}}.$$

Значение α_2, вычисленное по этой формуле, обеспечивает минимальные потери в диффузоре, но не в ступени в целом. Это значение для ступени будет тем меньше, чем больше $\frac{b_3}{D_2}$.

Безлопаточный диффузор обычно применяют только при углах $\alpha_2 > 20°$, а также в некоторых специальных случаях (запыленная среда, необходимость очень устойчивой характеристики).

Ряд исследований, проведенных ЦКТИ и НЗЛ, показывает, что вследствие влияния сил вязкости и обратного направляющего аппарата движение в безлопаточном диффузоре неупорядочено и сложно. Даже в расчетном режиме, где поток более организован, неоднородность его вдоль ширины канала нарастает по мере удаления от колеса. При выходе из диффузора на диаметре D_4 обнаруживаются значительные обратные токи около какой-либо из стенок и резкие пики скоростей у противоположной. Будет ли поток прижат к передней или задней стенке, зависит от многих недостаточно изученных причин.

При $b = b_2$ наблюдается минимальная неоднородность потока и максимальный к. п. д. ступени, в то же время при $b > b_2$ неоднородность потока в диффузоре, за которым расположен обратный направляющий аппарат, резко нарастает.

В случае увеличения ширины с возрастанием диаметра (например, конически расходящийся диффузор) достигается только снижение составляющей c_r (уравнение IV—62); составляющая c_t не зависит от ширины (уравнение IV—64). В рассматриваемом случае угол α уменьшается, путь трения увеличивается. В результате этого увеличения, а также потерь, связанных с отрывом струи, к. п. д. снижается. Сравнение этих типов диффузора на основании опытов фирмы Эшер-Висс показано на рис. 149. Коэффициенты напора ψ и η даны для преобразования энергии на выходе из рабочего колеса ($\psi_к$, $\eta_к$) и из безлопаточного диффузора ($\psi_д$, $\eta_д$); рабочее колесо в обоих случаях одно и то же.

Лопаточный диффузор и обратный направляющий аппарат с криволинейными каналами

Лопаточный диффузор. Скорость на выходе из диффузора

$$c_4 = \frac{V}{\tau_4 k_{v4} \pi D_4 b_4 \sin\alpha_4} \qquad \text{(IV—67)}$$

может быть снижена, если повысить угол выхода α_4 по сравнению с углом α_2. Для этого соответствующим образом спрофилированные лопаточные каналы диффузора должны воспринимать поток на

диаметре D_3 (вход в решетку) под углом, близким к α_2, и искусственно отклонять его от естественного направления движения (α = const) в сторону увеличения α. Например, при увеличении угла α от 15 до 30° скорость уменьшается приблизительно в два раза. Таким образом, в лопаточном диффузоре по сравнению с безлопаточным уменьшаются радиальные размеры и длины траектории частиц газа, а также достигается лучшая организация потока, вследствие чего, несмотря на добавочные поверхности, суммарные потери уменьшаются, а к. п. д. возрастает. На НЗЛ проведены опыты — лопаточные диффузоры с достаточно большим отношением $\frac{D_4}{D_2}$ заменяли безлопаточными. Характеристика машин показана на рис. 150. В некоторых пределах производительности к. п. д. при лопаточном диффузоре, так же как и напор, развиваемый машиной, оказываются существенно большими, чем при безлопаточном диффузоре. Однако характеристики при безлопаточном диффузоре более пологие и граница помпажа отодвинута в сторону меньших V; при значениях производительности больше расчетных напор увеличивается. Этим иногда пользуются в практике, когда машина эксплуатируется в зоне повышенных расходов. Кривая мощности в обоих случаях практически одинакова. В старых конструкциях лопаточных диффузоров, применявшихся еще в насосах, начальный диаметр лопаток D_3 мало отличался от D_2. Такие конструкции работали с большим шумом и пониженным к. п. д. Исследования показали, что поток вблизи выхода из колеса неоднороден по величине и направлению скоростей. Поэтому потоки в колесе и диффузоре значительно влияют друг на друга. Это влияние быстро убывает и при $\frac{D_3}{D_2} \geqslant 1{,}06$—$1{,}1$ становится не существенным. Таким образом, при любом лопаточном диффузоре необходимо предусматривать относительно короткий безлопаточный диффузор в пределах от D_2 до D_3.

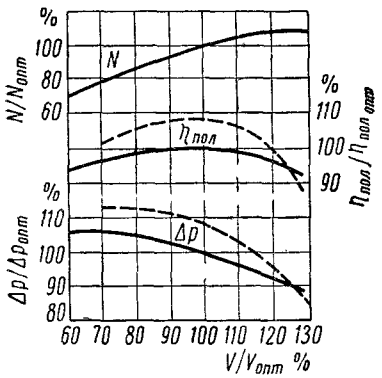


Рис. 150. Влияние замены лопаточного диффузора на безлопаточный (по опытам НЗЛ); сплошные линии — безлопаточный диффузор, пунктирные — лопаточный; мощность $N = f(V)$ в обоих случаях практически одинаковая

Для определения размеров лопаточного диффузора (рис. 151) необходимо установить значение величин: D_3, D_4, α_3, α_4, z_4, профиль

лопаток и их средние линии. Вместо D_3 и D_4 целесообразно принять их отношение к диаметру колеса.

$$\frac{D_3}{D_2} = 1{,}08 \div 1{,}12.$$

Для промежуточных ступеней $\frac{D_4}{D_2} = 1{,}4 \div 1{,}55$, для концевых — $1{,}3 \div 1{,}4$. Угол α_3 может быть принят равным углу α_2, если b_3/b_2

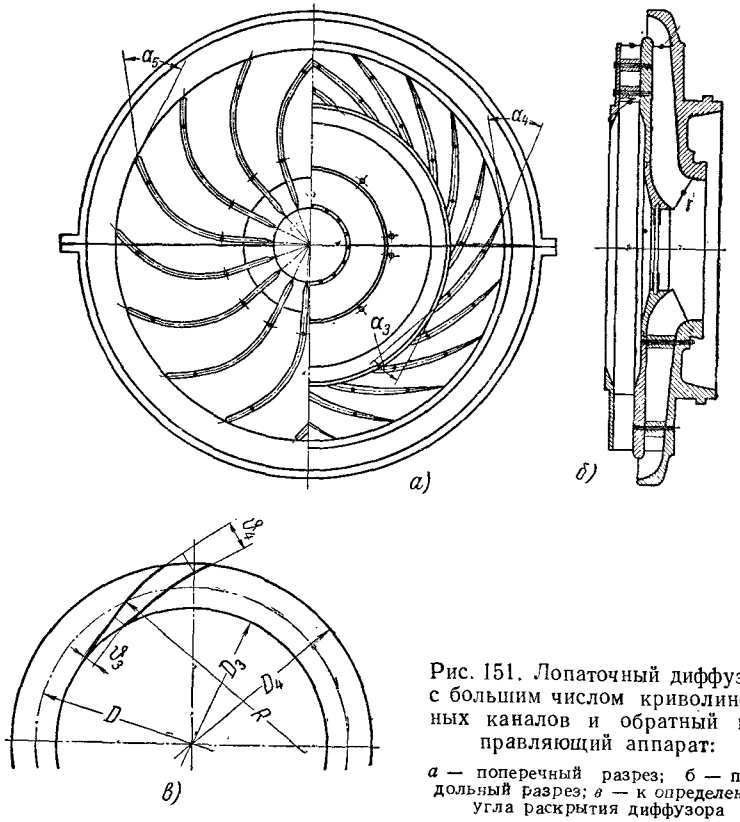


Рис. 151. Лопаточный диффузор с большим числом криволинейных каналов и обратный направляющий аппарат:

а — поперечный разрез; *б* — продольный разрез; *в* — к определению угла раскрытия диффузора

близко к единице. Следовательно, в этом случае

$$\operatorname{tg}\alpha_3 = \operatorname{tg}\alpha_2 = \frac{c_{2r}/u_3}{\varphi_2}.$$

С увеличением α_4 скорость на выходе из диффузора падает, т. е. усиливается диффузорный эффект, который вызывает снижение

к. п. д. Работа диффузора характеризуется углом расширения ϑ и отношением сечений

$$K=\frac{f_4}{f_3}=\frac{a_4}{a_3},$$

для эффективной работы диффузора во избежание отрыва потока величины ϑ и K должны быть в пределах:

$$\vartheta \leqslant 8 \div 10^\circ \quad \text{и} \quad K=1{,}8 \div 2{,}2.$$

Учитывая, что $a=\frac{\pi D}{z}\sin\alpha$,

$$\sin\alpha_4=\frac{K\sin\alpha_3}{\frac{D_4}{D_3}}. \qquad \text{(IV—68)}$$

Для криволинейного канала угол расширения ϑ — величина переменная. Этот угол может быть определен двумя путями (рис. 151, *в*):

$$\operatorname{tg}\frac{\vartheta}{2}=\frac{a_4-a_3}{2l}, \qquad \text{(IV—69)}$$

где l — длина канала,
или

$$\vartheta=\frac{360}{z}\left(1-\frac{D\cos\alpha}{2R'}\right), \qquad \text{(IV—70)}$$

где R' — радиус кривизны лопатки на диаметре D.

Исходя из предельного значения $\vartheta = 10°$, наименьшее число прямых лопаток составляет $z_3 = z_4 = 36$. Число криволинейных лопаток может быть определено из тех же соображений, что и для лопаток колеса:

$$z=\frac{6{,}8\sin\left(\frac{\alpha_3+\alpha_4}{2}\right)}{\lg\frac{D_4}{D_3}}. \qquad \text{(IV—71)}$$

Средняя линия лопаток очерчивается по дуге круга. Лопатки целесообразно профилировать в виде крыловых профилей толщиной 4—6% от хорды профиля. При этом несколько увеличивается к. п. д., а также уменьшается критическая производительность.

Обратный направляющий аппарат (ОНА). Аппарат предназначен для перевода потока из предшествующей ступени в последующее рабочее колесо. При этом необходимо обеспечить радиальный вход в колесо, т. е. составляющая c_{6u} на выходе из аппарата должна

быть равна нулю. Следовательно, этот аппарат не может быть безлопаточным, так как в противном случае поток подчинялся бы закону $rc_u = \text{const}$, что содействовало бы резкому нарастанию c_u при движении от центра к периферии. В частности, теоретическое значение $c_{6u}=\frac{D_5}{D_6}c_{5u}\gg 0$. Конструкция лопаток обратного направляющего аппарата, соответствующая диффузору, рассмотренному выше, представлена на рис. 151, *б*. Для определения входного угла лопаток α_5 рассмотрим движение на участке *4—5*, где сечение *4* взято непосредственно после лопаток диффузора, а сечение *5* — перед лопатками аппарата. На участке *4—5* лопатки отсутствуют, поэтому, пренебрегая силами трения, $rc_u = \text{const}$, т. е.

$$D_4c_{4u}=D_5c_{5u} \quad \text{или} \quad D_4c_4\cos\alpha_4=D_5c_5\cos\alpha_5.$$

Возводя последнее уравнение в квадрат и заменяя косинус через тангенс,

$$\frac{D_5^2c_5^2}{1+\operatorname{tg}^2\alpha_5^2}=\frac{D_4^2c_4^2}{1+\operatorname{tg}^2\alpha_4^2}.$$

Отсюда

$$\operatorname{tg}\alpha_5=\sqrt{\left(\frac{c_5}{c_4}\right)^2\cdot\left(\frac{D_5}{D_4}\right)^2\cdot(1+\operatorname{tg}^2\alpha_4)-1}. \qquad \text{(IV—72)}$$

Отношение скоростей $\frac{c_5}{c_4}$ желательно принять в пределах 1,0—1,03, обеспечивающих небольшое ускорение при переходе из положения *4* в *5*, т. е. лучшую организацию потока при входе в аппарат.

Пользуясь уравнением расхода, полагая $k_{v5} = k_{v4}$ и заменяя D_5c_{5u} через D_4c_{4u}, получим:

$$b_5=b_4\frac{\operatorname{tg}\alpha_4}{\operatorname{tg}\alpha_5}. \qquad \text{(IV—73)}$$

Заметим, что при $D_5 = D_4$, как это следует из уравнений (IV—72 и 73) при $\frac{c_5}{c_4}=1{,}0$ значение $\alpha_5=\alpha_4$ и $b_5=b_4$, тогда как при $\frac{c_5}{c_4}<1$ (поворот с замедлением) $-\alpha_5<\alpha_4$ и $b_5>b_4$.

Опыты НЗЛ показали, что при исполнении обратного направляющего аппарата с шириной b_5, существенно большей b_4, снижается к. п. д. ступени. Угол α_6 при выходе из аппарата принимают для создания радиального входа в последнее колесо 90°. Ширина лопатки при выходе

$$b_6=\frac{V}{k_{v6}\pi D_6c_6}=\frac{F_0'\frac{c_0'}{c_6}}{\pi\cdot D_6}, \qquad \text{(IV—74)}$$

где F_0' и c_0' — площадь и скорость во всасывающем отверстии последующего колеса.

Для обеспечения некоторого ускорения на пути *6—0* необходимо принять скорость c_6 за лопатками аппарата несколько меньше, чем скорость c_0' $\left(\text{обычно } \frac{c_0'}{c_6} = 1{,}05 - 1{,}1\right)$.

Количество лопаток аппарата 12—18. Средняя линия лопатки очерчивается по дуге окружности. Указанные конструкции диффузора и аппарата применяют главным образом для колес компрессорного типа.

Прямоканальный диффузор и сопряженный обратный направляющий аппарат

Исследование лопаточного диффузора, описанного выше, показало, что при малых углах α_2 не удается получить достаточно высокий к. п. д. вследствие неблагоприятного обтекания потоком круговой решетки. Малыми углами α_2 характеризуются, главным образом, колеса насосного типа. Для них целесообразно применять

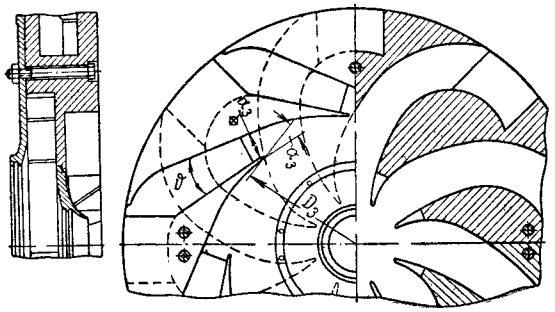


Рис. 152. Прямоканальный диффузор и соответствующий ему обратный направляющий аппарат

конструкции прямоканальных диффузоров и аппаратов. Эти конструкции имеют 4—8 диффузорных каналов с прямолинейными осями и такое же число обратных направляющих каналов (рис. 152). Входную кромку диффузорных каналов выполняют по логарифмической спирали, имеющей угол α_3, при котором поток движется в безлопаточном пространстве между D_2 и D_3. Теоретически входной участок в виде логарифмической спирали при движении газа, без трения, наиболее оправдан. Однако, как показали опыты НЗЛ, даже резкое отклонение входного участка от его теоретической формы в ряде случаев не сказывается на работе диффузоров.

Отличительной особенностью прямоканальных диффузоров является существенное увеличение ширины канала b_3 в сравнении

с b_2. Следует отметить, что потери на внезапное расширение канала зависят не от скоростей c_2 и c_3, а лишь от радиальных составляющих c_{2r} и c_{3r}. Поэтому в колесах насосного типа, имеющих весьма малые значения $\frac{c_{3r}}{u_3}$, потери на внезапное расширение должны быть небольшими. Вместе с тем, с увеличением $\frac{b_3}{b_2}$ скорости в каналах диффузора и аппарата будут падать, а также уменьшаться потери напора. Отсюда следует, что при увеличении до известного значения $\frac{b_3}{b_2}$ к. п. д. ступени повышается.

Оптимальное значение $\frac{b_3}{b_2}$ зависит от отношений $\frac{c_{2r}}{u_2}$ и $\frac{b_2}{D_2}$. Чем ниже эти величины, тем выше оптимальное значение $\frac{b_3}{b_2}$.

В практике НЗЛ принимались значения $\frac{b_3}{b_2}$ от 1,35 до 1,75. Число каналов выбирают таким, чтобы во входном сечении получить квадрат, т. е. a_3 должно быть равно или близко к b_3. Наибольшие потери в диффузоре наблюдаются при входе, поэтому сечение, близкое к квадратному, здесь аэродинамически более выгодно.

Глубина канала a_3 связана с числом каналов уравнением

$$a_3 = \frac{r_3}{\cos\alpha_3}\left(l^{\frac{\pi}{z_3}\sin 2\alpha_3} - 1\right) - \delta_3, \qquad \text{(IV—75)}$$

где δ — толщина входной кромки лопаток.

Угол α_3 может быть принят:

$$\alpha_3 = \alpha_2 - (1 \div 3)^\circ.$$

Отношение:

$$\frac{D_3}{D_2} = 1{,}08 \div 1{,}12.$$

Соответствующим подбором z_3 в уравнении (IV—75) можно получить a_3, близкое к b_3.

При выборе остальных размеров диффузорных каналов исходят из того, чтобы угол расширения ϑ был в пределах 8—10° и отношение сечений $K = \frac{f_4}{f_3} = \frac{a_4}{a_3} = 1{,}7 \div 2{,}0$. Внешние диаметры диффузоров должны быть не выше $\frac{D_4}{D_2} \leqslant 2{,}0$. Как правило, рассматриваемый прямоканальный диффузор имеет бо́льшие радиальные размеры, чем описано выше, что для крупных машин является недостатком.

При выборе ширины обратных направляющих каналов b_3 следует учитывать, что при переходе из диффузорных каналов

в обратные не должно быть существенного замедления потока. Скорость при выходе из обратных каналов должна быть на 10—15% меньше скорости c_0' входа во всасывающее отверстие последующего колеса.

Нагнетательная камера (улитка)

Для вывода потока за пределы проточной части (в трубопровод к потребителю или промежуточный газоохладитель) применяют либо простейшую камеру постоянного сечения, либо улитку, сечение которой меняется вдоль окружности по определенному закону. Нагнетательная камера в виде улитки при правильном ее выполнении может служить не только сборником, но и для вывода потока за пределы проточной части, осуществляя при этом функции диффузора. Улитка, установленная непосредственно после выхода из колеса, называется бездиффузорной (рис. 153, б). В общем случае перед ней располагают лопаточный или безлопаточный диффузор.

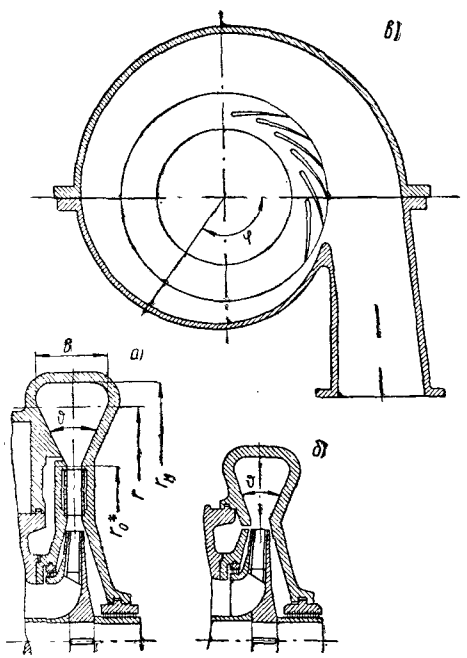


Рис. 153. Расположение улитки:
а — после диффузора; *б* — после колеса; *в* — сечение улитки

Улитка характеризуется формой сечения (круглое, трапециевидное, грушевидное, прямоугольное), углом расширения ϑ и законом изменения скорости от радиуса и угла разворота сечения.

Для определения размеров улитки прежде всего вычисляют расход газа в произвольном сечении, определяемом углом $\varphi°$ (рис. 153, *в*). При этом допускают, что расход на единицу длины дуги окружности колеса величина постоянная. Применительно к расчетному режиму это подтверждается опытом, поэтому

$$V_{\varphi°} = \frac{V}{k_v} \cdot \frac{\varphi°}{360}. \qquad \text{(IV—76)}$$

Если допустить, что по всей длине окружности радиуса r_0^* энергия потока, величина и направление скорости одинаковы и потери в улитке отсутствуют, то движение газа в улитке происходит по закону

$$rc_u = r_0^* \cdot c_{0u}^* = \text{const}. \qquad \text{(IV—77)}$$

Для расчета сечения улитки необходимо задаться зависимостью изменения сечения от радиуса. Учитывая, что расход газа через элементарное сечение Bdr равен $Bdrc_u$, получим

$$V_\varphi = \int_{r_0^*}^{r_к} Bdrc_u.$$

По уравнениям (IV—76 и 77) угол

$$\varphi° = \frac{360 k_v}{V} r_0^* \cdot c_{0u}^* I, \qquad \text{(IV—78)}$$

где $I = \int_{r_0^*}^{r_к} \frac{B}{r} dr.$

Интеграл I проще всего найти графически.

Расчет улитки сводится к следующему: принимают определенную форму сечения и, задаваясь рядом значений $r_к$, вычерчивают соответствующие сечения улитки. Для каждого сечения строят графики $\frac{B}{r} = f(r)$ и планиметрированием площади под кривой $\frac{B}{r}$ вычисляют интеграл I, после чего для каждого сечения, т. е. для $r_к$, находят соответствующее ему по уравнению (IV—78) значение $\varphi°$. Построив график $r_к$ в функции от $\varphi°$, находят искомое значение $r_к$, а следовательно, и сечения улитки, для углов $\varphi° = 22°30$, 45° и т. д. до 360°.

Для более подробного изучения работы улитки изложим кратко результаты испытаний, проведенных на НЗЛ. Улитки были рассчитаны различными методами для одного и того же колеса, но отличались формой сечения (трапециевидная и грушевидная), углами расширения ϑ и законом изменения скорости. В результате испытаний установлено следующее.

1. Улитки, рассчитанные по закону изменения скоростей, резко отличающемуся от $rc_u = \text{const}$ имели наиболее неблагоприятные результаты (особенно для $c = \text{const}$).

2. Улитки, рассчитанные по закону $rc_u = \text{const}$ при некоторых поправках к расчетному значению расхода (для бездиффузорных улиток увеличивается на 15%, т. е. $V_p = 1{,}15V$, для улиток, рас-

положенных после лопаточного диффузора, уменьшается примерно на 30%, т. е. $V_p = 0{,}7V$), показали лучшие результаты.

3. Показатели для улиток трапециевидного и грушевидного сечения примерно одинаковы.

4. Угол расширения сечений у бездиффузорных улиток желателен не выше 45°, тогда как для улиток, расположенных после лопаточного диффузора, этот угол может быть увеличен до 50—60°.

5. Для улиток с переменным углом расширения (изучался случай $\vartheta = 45\left(\frac{\varphi^\circ}{360}\right)$, принятых в насосах, были получены значительно меньшие к. п. д. и напор ступени, чем для улиток с постоянным углом расширения $\vartheta = 45°$.

Следует отметить, что повышенный расчетный расход для бездиффузорной улитки необходим потому, что в уравнении (IV—78) значение c^*_{0u} принималось из соотношения $c^*_{0u} = \frac{r_2 c_{2u}}{r^*_0}$, тогда как действительное значение c^*_{0u}, а также c_u вследствие наличия сил трения должно быть меньшим, чем при движении по закону $rc_u = \text{const}$. Это было компенсировано искусственным увеличением расчетной производительности.

Для улиток с лопаточным диффузором значение c^*_{0u} принималось равным

$$c^*_{0u} = c_{4u} = \frac{V}{k_v \pi D_4 b_4 \operatorname{tg} \alpha_4}. \qquad \text{(IV—79)}$$

Видимо, фактический средний угол выхода потока из лопаток диффузора α'_4 меньше геометрического угла выхода α_4 (вследствие естественного стремления потока двигаться по логарифмической спирали, т. е. с углом $\alpha'_4 < \alpha_4$), следовательно, фактическое значение c^*_{0u} выше расчетного, определяемого уравнением (IV—79), что также может быть компенсировано искусственным уменьшением расчетного значения производительности.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ

Пользуясь теорией подобия, можно решить ряд важных вопросов конструирования и испытания центробежных компрессорных машин. Прежде всего формулируются условия, при которых, опираясь на экспериментально отработанные конструкции с высокими к. п. д. и благоприятными формами характеристик, можно получить ряд производных машин, с другими параметрами, но с теми же значениями к. п. д. и подобными формами характеристик. Этим выражаются также условия, при которых возможно опреде-

лить к. п. д. и характеристики новой машины путем испытаний модели и установить методы пересчета результатов испытаний модели на образец в натуре. Наконец, теорией подобия руководствуются при экспериментальном изучении газодинамических характеристик машины при отклонении отдельных параметров (n, $t_н$, R, $p_и$ и т. д.) от их номинальных значений (n_0, $t_{и0}$, R_0, $p_{н0}$ и т. д.).

Исходя из условий подобия течений, можно утверждать, что к. п. д. $\eta_{пол}$ и η_h двух машин в общем случае будут одинаковыми при:

1) полном геометрическом подобии проточных частей обеих машин, включая подобие шероховатости поверхностей, или одинаковых относительных эквивалентных шероховатостей стенки $k_ш/D_2 = \text{idem}$;

2) подобии треугольников скоростей во всех соответствующих сечениях;

3) равенстве чисел Рейнольдса для этих же сечений.

Влиянием шероховатости поверхности стенок можно пренебречь во всех случаях, когда абсолютная эквивалентная шероховатость $k_ш$ близка к так называемой шероховатости $k^*_ш$, дальнейшее уменьшение которой не снижает потерь на трение. Поверхности, для которых $k_ш < k^*_ш$, называются технически гладкими. При тщательной обработке поверхности проточной части можно принимать технически гладкими.

Опыт показывает, что число Рейнольдса $\mathrm{Re} = \frac{D_2 u_2}{\nu_и}$ влияет незначительно и только при малых значениях. Влиянием числа Рейнольдса можно пренебречь, если оно больше предельного значения $\mathrm{Re}_{пред}$. По данным некоторых исследований $\mathrm{Re}_{пред}$ составляет около $3{,}5 \cdot 10^6 — 4{,}5 \cdot 10^6$.

Предполагая, что $\mathrm{Re} \geqslant \mathrm{Re}_{пред}$ и считая поверхности проточной части технически гладкими, можно сформулировать условия подобия в виде следующих равенств:

$$\frac{D^*_2}{D_2} = \frac{b^*_2}{b_2} = \frac{l^*}{l} = \mathrm{i} = \text{idem}; \qquad \text{(IV—81)}$$

$$\frac{c^*}{u^*_2} = \frac{c}{u_2}, \quad \text{а также} \quad \alpha^* = \alpha. \qquad \text{(IV—82)}$$

Здесь i — масштабный множитель.

В последних равенствах знаком (*) обозначены величины, относящиеся к новой (производной) машине или модели; без индекса — величины, характеризующие прототип или образец в натуре.

Напишем уравнение расхода для каких-либо произвольных соответствующих сечений двух геометрически подобных машин:

$$V^* = k_v^* \tau^* \pi D^{*2} \frac{b^*}{D^*} \frac{c_r^*}{u_2^*} u_2^*;$$

$$V = k_v \tau \pi D^2 \frac{b}{D} \frac{c_r}{u_2} u_2.$$

Учитывая, что $\tau^* = \tau$, а также уравнения (IV—81 и 82), получим

$$\frac{V^*}{V} = \frac{k_v^*}{k_v} i^2 \frac{u_2^*}{u_2}. \qquad \text{(IV—83)}$$

Если уравнение (IV—83) написать для конкретных сечений, например, 1, 2, ..., к (выход из нагнетательного патрубка), то вместо множителя $\frac{k_v^*}{k_v}$ получим: $\frac{k_{v1}^*}{k_{v1}}$, $\frac{k_{v2}^*}{k_{v2}}$, ... , $\frac{k_{vk}^*}{k_{vk}}$. Следовательно, указанные множители должны быть одинаковыми и равными единице:

$$\frac{k_v^*}{k_v} = \frac{k_{v1}^*}{k_{v1}} = \frac{k_{v2}^*}{k_{v2}} = \ldots = \frac{k_{vk}^*}{k_{vk}} = 1.$$

Следовательно,

$$k_v^* = k_v; \quad \ldots \quad k_{vk}^* = k_{vk}.$$

Из последнего равенства вытекает важное соотношение:

$$\frac{\gamma_к^*}{\gamma_н^*} = \frac{\gamma_к}{\gamma_н}, \qquad \text{(IV—84)}$$

т. е. в двух геометрически подобных машинах треугольники скоростей во всех соответствующих сечениях могут быть подобны только в том случае, если закон изменения удельного объема газа в обеих машинах будет одинаковым. Это требование весьма важно для высоконапорных машин с большим изменением удельного объема в процессе сжатия и обусловливает определенное соотношение между отношениями давлений ε^* и ε.

В самом деле, полагая процесс сжатия политропическим с показателем политропы m, получим $\gamma_к/\gamma_н = \varepsilon^{\frac{1}{m}}$, откуда из уравнения (IV—84)

$$\varepsilon^* = \varepsilon^{\frac{m^*}{m}}, \qquad \text{(IV—85)}$$

где $m = \frac{\sigma}{\sigma - 1}$ и $m^* = \frac{\sigma^*}{\sigma^* - 1}$.

При равенстве показателей адиабат $k^* = k$, получим также одинаковые показатели политроп $m^* = m$ (так как $\eta_{пол}^* = \eta_{пол}$). Следовательно, в этом случае уравнение (IV—85) упрощается:

$$\varepsilon^* = \varepsilon, \qquad \text{(IV—86)}$$

т. е. при $k^* = k$ отношения давлений для двух геометрически подобных машин должны быть одинаковыми.

Имея в виду, что то или иное отношение давлений зависит от напора, напишем уравнение напоров для обеих машин, полагая, что они представляют группу неохлаждаемых ступеней:

$$H_{эф}^* = X \frac{\eta_h^*}{g} \left(k_z^* - \frac{c_{2r}^*}{u_2^*} \operatorname{ctg} \beta_2^* \right) u_2^{*2} = R^* T_н^{*\sigma^*} (\varepsilon^{*\frac{1}{\sigma^*}} - 1);$$

$$H_{эф} = X \frac{\eta_h}{g} \left(k_z - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right) u_2^2 = R T_н^{\sigma} (\varepsilon^{\frac{1}{\sigma}} - 1).$$

Учитывая, что $\eta_h^* = \eta_h$, а также равенство $k_z^* = k_z$ и $\beta_2^* = \beta_2$ и уравнения (IV—81 и 82) получим:

$$\frac{H_{эф}^*}{H_{эф}} = \frac{u_2^{*2}}{u_2^2}. \qquad \text{(IV—87)}$$

Для частного случая при $k^* = k$ равенство $\varepsilon^* = \varepsilon$ может быть удовлетворено при условии

$$\frac{u_2^*}{\sqrt{R^* T_н^*}} = \frac{u_2}{\sqrt{R T_н}}. \qquad \text{(IV—88)}$$

Если показатели адиабат не равны друг другу ($k^* \neq k$), то, учитывая требование (IV—85) и полагая $\eta_h^* = \eta_h$, а также геометрическое и кинематическое подобие, получим из уравнения напоров:

$$\frac{u_2^*}{\sqrt{k^* \cdot R^* \cdot T_н^*}} = \frac{u_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_н}} \sqrt{\frac{(k-1)(\varepsilon^{\frac{m^*-1}{m}} - 1)}{(k^*-1)(\varepsilon^{\frac{1}{\sigma}} - 1)}}. \qquad \text{(IV—89)}$$

Если при $k^* = k$ условие подобия (IV—88) не зависит от режима работы, то при $k^* \neq k$ условие (IV—89) зависит от ε и $\eta_{пол}$, а следовательно, и от V. Принимая во внимание, что $\frac{k_v^*}{k_v} = 1$, напишем уравнение (IV—83) так:

$$\frac{V^*}{i^2 u_2^*} = \frac{V}{u_2}. \qquad \text{(IV—90)}$$

Следовательно, для геометрически подобных машин с технически гладкими поверхностями проточной части и числами Рей-

нольдса $\mathrm{Re} \geqslant \mathrm{Re}_{\text{пред}}$ и $\mathrm{Re}^* \geqslant \mathrm{Re}_{\text{пред}}$ процесс сжатия определяется тремя критериями:

$$\frac{V^*}{i^2 u_2^*};\quad \frac{u_2^*}{\sqrt{R^* T_{\text{н}}^*}} \text{ и } k^*.$$

Газодинамические характеристики указанных геометрически подобных машин должны удовлетворять следующим общим уравнениям:

$$\begin{aligned}
\varepsilon^* &= f_1\left(\frac{V^*}{i^2 u_2^*},\ \frac{u_2^*}{\sqrt{R^* T_{\text{н}}^*}},\ k^*\right);\\
\eta_{\text{пол}} &= f_2\left(\frac{V^*}{i^2 u_2^*},\ \frac{u_2^*}{\sqrt{R^* T_{\text{н}}^*}},\ k^*\right);\\
\frac{N_i}{i^2 \gamma_{\text{н}}^* u_2^{*3}} &= f_3\left(\frac{V^*}{i^2 u_2^*},\ \frac{u_2^*}{\sqrt{R^* T_{\text{н}}}},\ k^*\right).
\end{aligned} \qquad \text{(IV—91)}$$

Если изобразить характеристики подобных машин в координатах, содержащих критериальные величины $\frac{V^*}{i^2 u_2^*}$ и $\frac{u_2^*}{\sqrt{R^* T_{\text{н}}^*}}$, то при $k = \text{idem}$ форма характеристик этих машин будет одинакова. При конкретных значениях масштабного множителя формы характеристик подобны.

Пользуясь уравнениями (IV—92), можно достаточно точно пересчитать характеристики, полученные при испытании модели на образец.

При равенстве $k^* = k$ формулы пересчета следующие:

$$\begin{aligned}
V &= \frac{1}{i^3} \cdot \frac{n}{n^*} V^*;\\
\varepsilon &= \varepsilon^*;\\
N_i &= \frac{1}{i^5} \frac{\gamma_{\text{н}}}{\gamma_{\text{н}}^*} \left(\frac{n}{n^*}\right)^3 N_i^*;\\
\eta_i &= \eta_i^*.
\end{aligned} \qquad \text{(IV—92)}$$

В случаях, когда при испытании модели условие (IV—88) не выдерживается, отношение давлений может быть пересчитано по приближенной формуле:

$$\lg \varepsilon = \sigma \lg\left[1 + \left(\frac{n}{n^*}\right)^2 \frac{k^* \cdot R^* \cdot T_{\text{н}}^*}{k \cdot R \cdot T_{\text{н}}} \left(\varepsilon^{*\frac{1}{\sigma^*}} - 1\right) \frac{k-1}{k^*-1}\right]. \qquad \text{(IV—93)}$$

На уравнениях (IV—91) основан простой метод проектирования новых машин по подобию, о чем подробнее будет сказано ниже.

Эти же уравнения используются при решении вопросов, связанных с испытанием машин.

Рассмотрим дополнительные требования, которые необходимо выполнить для получения условий подобия компрессора с внешним охлаждением [IV—4].

Предполагаем, как и выше, что Re и Re* выше $\mathrm{Re}_{\text{пред}}$, а поверхности проточной части технически гладкие. Тогда для случая $k^* = k$ необходимо не только выполнить геометрическое подобие проточных частей и равенство

$$\frac{u_2^*}{\sqrt{R^* T_{\text{н}}^*}} = \frac{u_2}{\sqrt{R \cdot T_{\text{н}}}},$$

но и обеспечить одинаковое соотношение между начальными температурами отдельных неохлаждаемых секций, например, для компрессоров с тремя секциями

$$\frac{T_{\text{н}2}^*}{T_{\text{и}1}^*} = \frac{T_{\text{н}2}}{T_{\text{н}1}};\quad \frac{T_{\text{н}3}^*}{T_{\text{н}1}^*} = \frac{T_{\text{н}3}}{T_{\text{н}1}}.$$

При выполнении упомянутых требований соотношения между параметрами двух подобных компрессоров подчиняются уравнениям (IV—92).

МЕТОДЫ ИЗМЕНЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК МАШИН (РЕГУЛИРОВАНИЕ)

Выясним вначале факторы, определяющие режим работы компрессорной машины. С этой целью рассмотрим свойства так называемой сети, или приемника.

Характеристика сети

Сетью, или приемником, называется совокупность устройств, через которые проходит воздух или газ, транспортируемые компрессорной машиной. Основные потери давления происходят главным образом на стороне нагнетания, т. е. за машиной. В тех случаях, когда основные потери давления наблюдаются на всасывании, обычно пользуются термином «вакуум-компрессор». В общем случае часть сети расположена на всасывании, часть — на нагнетании. Для упрощения дальнейших рассуждений будем считать, что все сопротивление сети создается на нагнетании. Каждая сеть характеризуется определенной зависимостью между расходом V или V_g и давлением p_c, которое необходимо иметь в начале сети для реализации этого расхода газа. Зависимость $p_c = f(V_g)$ называется характеристикой сети, или приемника.

Сопротивление сети в большинстве случаев является результатом скоростных потерь по длине и местных сопротивлений, возрастающих с увеличением расхода V и V_g.

В тех случаях, когда воздух или газ проходит через слой жидкости с удельным весом $\gamma_ж$ и высотой $h_ж$, необходимо преодолеть сопротивление $\gamma_ж h_ж$. С достаточным приближением характеристики сетей безжидкостных сопротивлений могут быть выражены уравнением:

$$p_c = \sqrt{p_2^2 + AV_g^2 RT_c}, \quad \text{(IV—94)}$$

где p_c и p_2 — давления в начале и конце сети, *ата*;
T_c (°абс) и R — температура и газовая постоянная газа, проходящего через сеть;
A — коэффициент сопротивления, зависящий от размеров и конструкции сети.

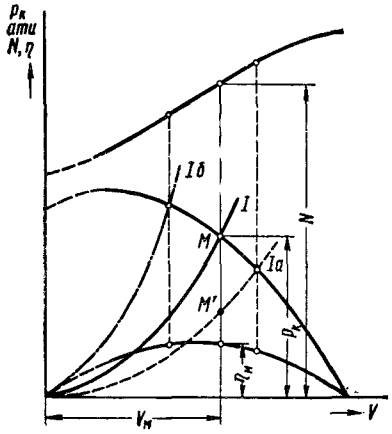


Рис. 154. Совмещение характеристик сети и машины:

M — режим работы при расчетном значении характеристики сети *I*; сеть *Ia* — сопротивления меньше расчетного; *Iб* — выше расчетного

При изменении коэффициента сопротивления A (например, при изменении проходных сечений приемника или положения задвижек) характеристика сети смещается. Если прикрыть задвижку или уменьшить проходные сечения приемника, характеристика сети сместится влево.

Совместим характеристики сети и машины. Точка M (рис. 154) пересечения обеих характеристик определяет единственно возможный режим работы, так как только в этой точке потребности сети и производительность машины соответствуют друг другу.

В случае ошибки в расчете сети компрессорная машина, точно удовлетворяющая расчетным условиям, все же не будет работать на нормальном режиме. Для сети *Ia* конечное давление уменьшится, а производительность и мощность увеличатся, для сети *Iб* — наоборот, давление возрастет, а производительность уменьшится. При правильном расчете машины на номинальный режим к. п. д. на этом режиме должен быть максимальным. В обоих случаях к. п. д. будут меньше номинального. Особенно неблагоприятен второй случай, так как при уменьшении производительности снижается выход продукта в соответствующем технологическом процессе.

Однако и при сети *Ia*, если по условиям технологического процесса увеличение производительности нельзя обеспечить, то приходится искусственно повышать сопротивление сети (например, прикрывать задвижку) от величины, определяемой точкой M', до соответствующей точки M, что связано с перерасходом энергии. Режим работы может быть изменен в желательном направлении путем изменения характеристик сети или машины. Характеристика сети в процессе эксплуатации меняется в определенных пределах, поэтому приходится соответствующим образом изменять характеристику машины, например, чтобы поддерживать постоянную производительность или постоянное давление.

Дросселирование на нагнетании

Допустим, что компрессорная машина работает на сеть с малым сопротивлением, определяемым характеристикой *I* (рис. 155), и требуется получить ряд значений производительности V, которые меньше V_I. При n = const наиболее простой метод осуществления некоторого режима M при производительности V состоит в дросселировании на нагнетании путем прикрытия задвижки, в связи с чем характеристика сети смещается из *I* в *II*. Компрессорная машина при этом будет работать на режиме M с давлением $p_к$ до задвижки и $p'_к = p_c$ после нее. Такой метод изменения режима работы тем менее экономичен, чем больше отличаются давления $p_к$ и $p'_к = p_c$.

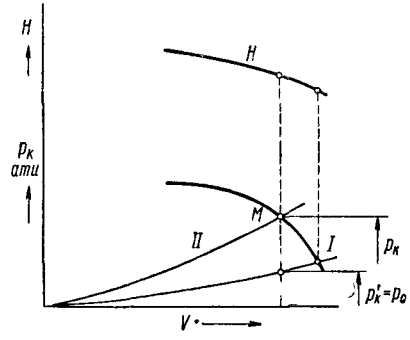


Рис. 155. Режим работы и удельная мощность H при дросселировании на нагнетании, $p_к$ — давление до задвижки, $p'_к = p_c$ — давление после задвижки

Для сравнения экономичности различных методов изменения режима работы введем удельную мощность H, равную $\frac{102N_i}{G}$, для которой из уравнений (IV—51 и IV—35)

$$H = \sum \frac{1}{g}(1 + \beta_{пр} + \beta_{тр})\left(k_z - \frac{V \operatorname{ctg}\beta_2}{k_{v2}\tau_2 \pi D_2 b_2 u_2}\right) u_2^2 =$$

$$= RT_н \frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p_к}{p_н}\right)^{\frac{k-1}{k\eta_{пол}}} - 1\right]. \quad \text{(IV—95)}$$

При $n = \text{const}$ в первом приближении удельная мощность (напор) H является линейной функцией объемной производительности V (при допущении, что $\frac{c_{2r}}{u_2}$ отдельных ступеней одинаковы, k_{v2} каждой ступени меняются мало и изменением $\beta_{пр}$ и $\beta_{тр}$ можно пренебречь). Наклон линии $H = f(V)$ зависит от угла лопаток β_2: чем меньше β_2, тем круче линия $H = f(V)$.

Следовательно, дросселированием на нагнетании, т. е. при искусственном увеличении сопротивления сети принципиально возможно осуществить любые режимы работы сети, лежащие ниже кривой $p_к = f(V)$, так как при этом давление после задвижки $p_с$ всегда меньше давления $p_к$. Удельная мощность H (см. рис. 155) возрастает с уменьшением производительности ($\beta_2 < 90°$). При изменении $p_с$ от $p_к$ до $p_н$ и том же значении V удельная мощность не меняется.

Изменение характеристик дросселированием на всасывании

Этот метод наиболее прост и поэтому его применяют для регулирования режима работы центробежных компрессорных машин с постоянным числом оборотов.

Дроссельный орган (заслонка или задвижка), перемещаемый в различные положения, вызывает уменьшение начального давления $p'_н$ (индексом ′ будем обозначать величины, характеризующие работу машины при дросселировании на всасывании), зависящее от V'_g и положения дросселя ψ.

При протекании газа непосредственно после дросселя значительно возрастает скорость, падает давление и несколько снижается температура газа. Однако на некотором расстоянии от дросселя температура снова повышается до почти первоначальной величины t_e, тогда как давление $p'_н$ вследствие потерь будет меньше давления $p_e = p_н$ до дросселя. Следовательно, практически $t'_н = t_e = t_н$, т. е. дросселирование на всасывании сводится только к уменьшению начального давления $p'_н$ (наименьшее давление $p'_н = p_н/\varepsilon$). Учитывая, что $R' = R$ и $u'_2 = u_2$, видим, что дросселирование на всасывании характеризуется равенством критериев

$$\frac{u'_2}{\sqrt{R'T'_н}} = \frac{u_2}{\sqrt{RT_н}},$$

вследствие чего два режима с дросселированием и без него будут подобными при условии равенства объемных производительностей $V' = V$, т. е. $V'_g/p'_н = V_g/p_н$.

Исходя из уравнений (IV—91), которые при i = 1 пригодны для любой отдельно взятой машины, заключаем, что при дросселировании на всасывании будут одинаковыми: отношения давлений $\varepsilon' = \varepsilon$, политропические к. п. д. $\eta'_{пол} = \eta_{пол}$, отношения $\frac{N'_i}{p'_н} = \frac{N_i}{p_н}$ и напоры $H' = H$. Следовательно, производительность, конечное

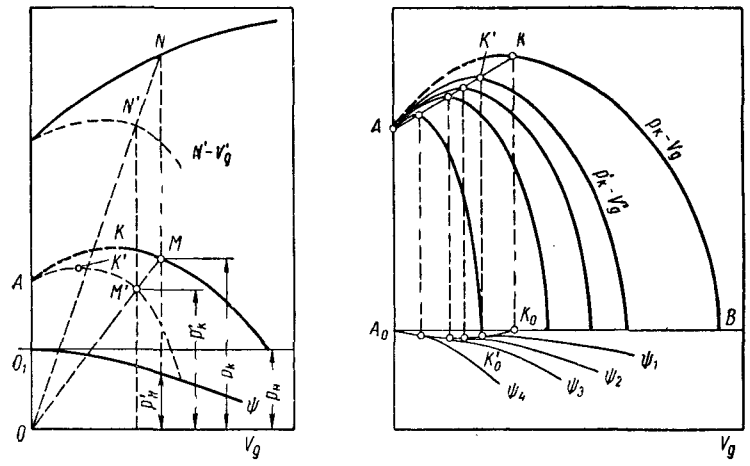


Рис. 156. Характеристики при дросселировании на всасывании

давление и мощность уменьшаются в одном и том же отношении $p'_н/p_н$, т. е.

$$V'_g = \frac{p'_н}{p_н} V_g;$$

$$p'_к = \frac{p'_н}{p_н} p_к; \qquad \text{(IV—96)}$$

$$N'_i = \frac{p'_н}{p_н} N_i.$$

При определенном положении дросселя ψ начальное давление за дросселем

$$p'_н = \sqrt{p_н^2 - A' V'^2_g R T_н}, \qquad \text{(IV—97)}$$

где $p_н$ — начальное давление при $\psi = 0$;

A' — для данного ψ величина постоянная.

Учитывая характер изменения $p'_н$ в функции от V'_g, характеристики $p'_к = f(V'_g)$, соответствующие разным положениям ψ дросселя, должны исходить из одной общей точки холостого хода A (рис. 156). Соединяя последовательные вершины K' характеристик

при различных значениях ψ, получим линию $AK'K$ — границу помпажа при дросселировании. При этом линия $A_0K_0'K_0$ характеризует положение дросселя и величины начальных давлений, обеспечивающих точное изменение режима по границе помпажа.

Таким образом, с помощью дросселирования на всасывании принципиально можно осуществить все режимы, расположенные ниже кривой $AK'KB$ и, следовательно, по сравнению с дросселированием на нагнетании, расширить границу устойчивой работы.

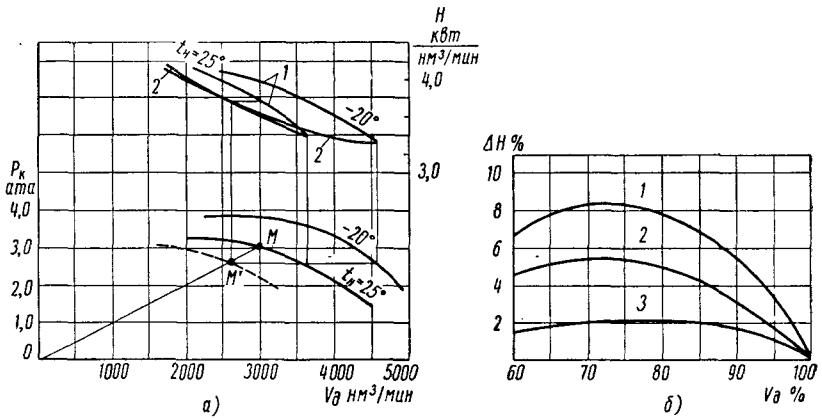


Рис. 157. Удельная мощность:

а — при дросселировании: *1* — на нагнетании, *2* — на всасывании при p = const и различных начальных температурах $t_н$; *б* — выигрыш ΔH % в удельной мощности при дросселировании на всасывании (в сравнении с дросселированием на нагнетании); *1* — $p_к$ = const = 2,6 *ата*, $t_н$ = 20°, *2* — $p_к$ = const = 2,6 *ата* и $t_н$ = —25°, *3* — то же при $p_к$ = const = 1,15 *ата* для нагнетателя с характеристиками по рис. 159

Отметим, что при дросселировании на всасывании все точки, характеризующие режимы, подобные некоторому режиму M основной характеристики (при $\psi = 0$), расположены на прямой OM (*0* — точка абсолютного нуля давления). Последнее вытекает из первого и второго равенства (IV—96), комбинируя которые, получим

$$p_к' = \frac{V_g'}{V_g} p_к.$$

Рассмотрим теперь удельную мощность H'. Как было показано, в данном случае $H' = H$, удельная мощность H' на режиме M' (рис. 157) равна удельной мощности H подобного режима M. Поэтому, например, при изменении режима работы вдоль линии $p_к$ = const кривая $H' = f(V_g')$ лежит ниже кривой $H = f(V_g)$ при дросселировании на нагнетании, которая с возрастанием V_g

снижается. При $\beta_2 = 90°$ удельная мощность H теоретически выражается горизонтальной прямой и поэтому дросселирование на всасывании и нагнетании с точки зрения экономичности равноценны. При $\beta_2 > 90°$ дросселирование на всасывании было бы менее выгодным, чем на нагнетании, ибо величина H при этом возрастает с увеличением V_g. Кроме того, дросселирование на стороне всасывания тем выгоднее по сравнению со стороной нагнетания, чем меньше угол лопаток β_2. На рис. 157, *б* показано сравнение удельной мощности при дросселировании на всасывании и нагнетании при $p_к$ = = const = 2,6 *ата* и $p_к$ = const = 1,15 *ата* (в обоих случаях $p_н$ = 1,0 *ата*). При малых отношениях давлений дросселирование на всасывании дает небольшую экономию, при больших отношениях давлений она составляет 5—8%.

Отметим, что ΔH при режимах V = const будет больше, чем при p = const.

Изменение характеристик закручиванием потока

Этот метод основан на том, что при закручивании потока перед входом в колесо составляющая c_{1u} в отличие от радиального входа ($c_{1u} = 0$) не равна нулю и напор колеса

$$h = \frac{1}{g}(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \qquad \text{(IV—98)}$$

При закручивании потока в сторону вращения (рис. 158) образуется положительная составляющая c_{1u}, т. е. уменьшается напор

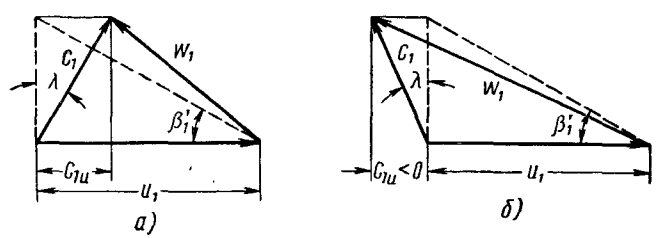


Рис. 158. Треугольники скоростей при закручивании потока на входе в колесо:

а — по вращению; *б* — против вращения

h по сравнению с его значением при $c_{1u} = 0$; при закручивании потока в обратную сторону — отрицательная составляющая $c_{1u} < 0$, т. е. увеличивается напор h.

Перепишем уравнение (IV—98) в следующем виде:

$$h = \frac{1}{g} u_2 c_{2u} \left(1 - \frac{D_1^2}{D_2^2} \frac{c_{1u}/u_1}{c_{2u}/u_2}\right) = \frac{1}{g} u_2 c_{2u} \left(1 - \frac{D_1^2}{D_2^2} \frac{\operatorname{tg} \beta_1' \operatorname{tg} \lambda}{\varphi_2}\right), \quad \text{(IV—99)}$$

где λ — угол закручивания потока;

β_1' — угол входа на лопатки при незакрученном потоке.

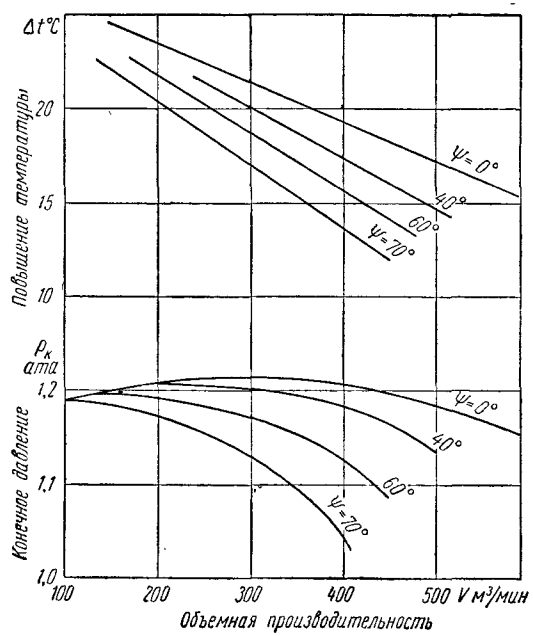


Рис. 159. Характеристика центробежного нагнетателя НЗЛ типа 400-12-2 с осевым направляющим аппаратом: ψ — угол закрытия лопаток аппарата; $\Delta t = \dfrac{H}{R\dfrac{k}{k-1}}$ — величина, пропорциональная удельной мощности H

Напор по уравнениям (IV—98 и IV—99) отличается от удельной мощности колеса только множителем $1 + \beta_{пр} + \beta_{тр}$, близким к единице.

Как видно из уравнения (IV—99), чем больше $\left(\dfrac{D_1}{D_2}\right)^2$, тем сильнее влияет закручивание потока на удельную мощность. Следовательно, этот вид регулирования наиболее эффективен для вентиляторных

колес, имеющих $\dfrac{D_1}{D_2}$ до 0,9, и наименее — для насосных колес с малым значением $\dfrac{D_1}{D_2}$.

Для примера на рис. 159 приведены характеристики, полученные при закручивании потока на одноступенчатом нагнетателе НЗЛ типа 400-12-2 с осевым всасыванием. При закручивании потока по вращению с увеличением угла ψ закрытия лопаток направляющего аппарата характеристики $p_к' = f(V)$ становятся круче, зона устойчивой работы увеличивается, потребляемая и удельная мощности уменьшаются (на рис. 159 вместо H приводится пропорциональная ей величина $\Delta t = t_к - t_н$).

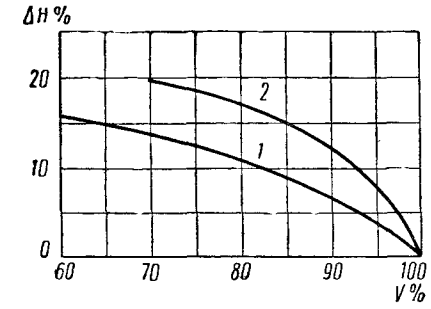


Рис. 160. Сравнение удельной мощности $\Delta H\%$ при закручивании потока с дросселированием на всасывании: $1 - p_к = \text{const} = 1{,}15$ *ата*, $2 - p_к = \sqrt{1 + A V_g^2 R T_н}$

Сопоставление методов регулирования режимов работы с помощью дросселирования на всасывании и закручиванием потока перед входом в колесо показывает, что выигрыш в удельной мощности $\Delta H\%$ (рис. 160) достигает, в зависимости от линии регулирования, 20%.

Изменение характеристик перестановкой лопаток в диффузорах

Лопаточный диффузор по сравнению с безлопаточным имеет более крутую форму характеристик $p_к = f_1(V)$ и $\eta_{пол} = f_2(V)$, а также меньшую область устойчивой работы. Это объясняется неблагоприятным обтеканием круговой решетки лопаток диффузора при более или менее существенном различии между углами притекания α_3' и геометрическим углом входа на лопатки α_3. Особенно при $\alpha_3' \ll \alpha_3$ поток легко отрывается от лопаток диффузора, следует своему естественному направлению $\alpha = \text{const}$ и не обеспечивает надлежащего увеличения давления в диффузорных каналах. Поэтому при уменьшении V и соответствующем снижении α_3' помпаж наступает раньше, чем в безлопаточном диффузоре. Уменьшение входного угла лопаток α_3 отодвигает границу помпажа в сторону меньшей производительности. Характеристики одноступенчатого нагнетателя при различных значениях угла лопаток диффузора

показаны на рис. 161. С уменьшением угла $\alpha_з$ характеристики $p_к$ и $\eta_{пол}$ довольно значительно смещаются в сторону более низких V, оптимальное значение к. п. д. несколько падает, удельные напоры H снижаются незначительно (на несколько процентов). Это

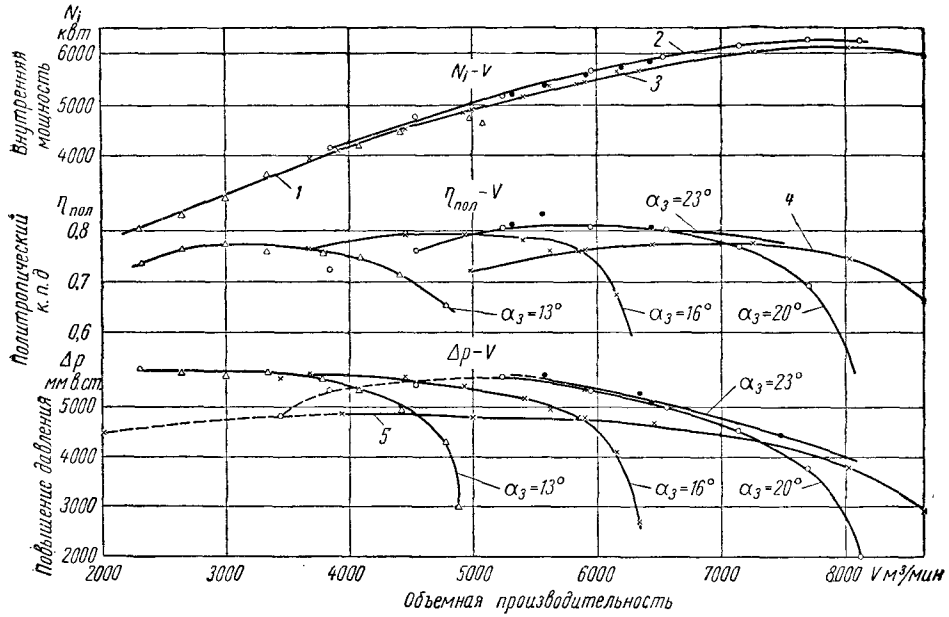


Рис. 161. Характеристики одноступенчатого нагнетателя НЗЛ типа 6400-11-1 при различных положениях лопаток в диффузорах:

1 — $\alpha_з$ = 13°, *2* — $\alpha_з$ = 20° и $\alpha_з$ = 23°, *3* — $\alpha_з$ = 16° и безлопаточный диффузор, *4* и *5* — безлопаточные диффузоры

объясняется тем, что при больших $\alpha_з$ выходные кромки лопаток диффузора приближаются к колесу, что создает некоторое взаимное влияние и слегка повышает H.

Следовательно, основное влияние изменения входного угла лопаток диффузора сводится к возможности существенного сдвига границы помпажа.

Изменение характеристик снижением или повышением числа оборотов

Если привод компрессорной машины допускает изменение числа оборотов в некоторых пределах от n_{min} до n_{max}, то возможно осуществить ряд режимов работы. Для численной оценки влияния изменения числа оборотов используем уравнения (IV—87 и 92),

хотя они и являются приближенными (при одинаковых $R_0 = R$, $T_{н0} = T_н$ и $k_0 = k$ неравенство $n_0 \neq n$ нарушает условие подо-

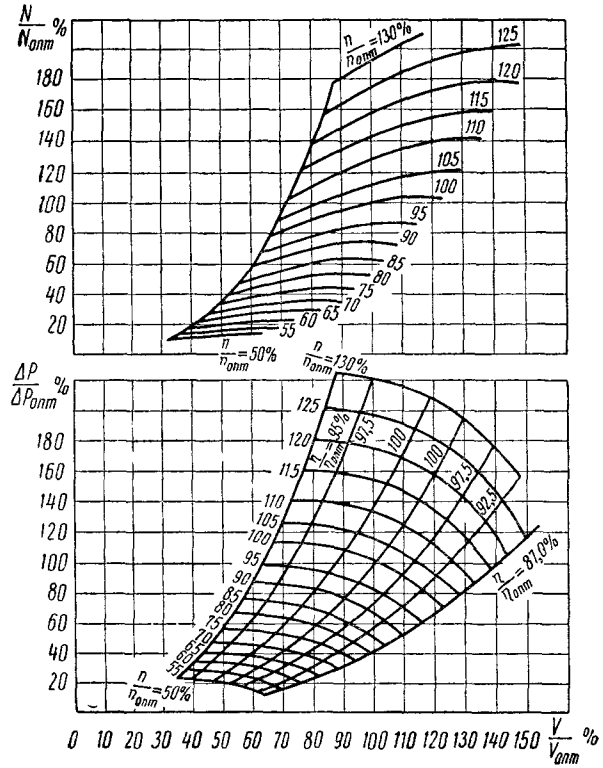


Рис. 162. Относительные характеристики доменных нагнетателей фирмы Броун-Бовери при переменном числе оборотов

бия). При изменении только чисел оборотов:

$$V_0 = \frac{n_0}{n} V,$$

$$\lg \varepsilon_0 = \sigma_0 \lg \left[1 + \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 (\varepsilon^{\frac{1}{\sigma}} - 1)\right], \qquad \text{(IV—100)}$$

$$N_{i0} = \left(\frac{n_0}{n}\right)^3 N_i.$$

Производительность и внутренняя мощность пропорциональны соответственно первой и третьей степеням отношения $\frac{n_0}{n}$, величина

ε_0—1 в первом приближении пропорциональна второй степени отношения $\frac{n_0}{n}$:

$$\varepsilon_0 - 1 \cong \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 (\varepsilon - 1). \qquad \text{(IV—101)}$$

При снижении числа оборотов, например от 100 до 70% (рис. 162), отодвигаются границы помпажа влево примерно на 30%, уменьшаются повышение давления почти вдвое и мощность в три раза.

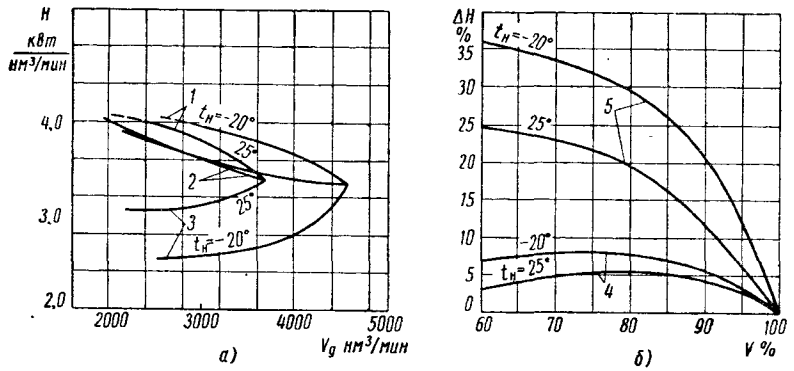


Рис. 163. Удельная мощность при различных методах регулирования, $p_к = 2{,}6$ *ата* = const:

а — при дросселировании: *1* — на нагнетании, *2* — всасывании, *3* — изменении числа оборотов; *б* — выигрыш ΔH % по сравнению с дросселированием на нагнетании: *4* — дросселирование на всасывании, *5* — при изменении числа оборотов

При изменении режимов вдоль характеристики сети (уравнение IV—94) к. п. д. компрессорной машины меняется сравнительно мало. При поддержании линии $p_к$ = const или V = const к. п. д. изменяется в некотором интервале, определяемом расположением и длиной отрезка регулирования.

Оценивая экономичность регулирования изменением числа оборотов, видим, что удельная мощность H (уравнение IV—95) уменьшается пропорционально квадрату числа оборотов. Такого резкого снижения удельной мощности не получалось ни в одном из рассмотренных выше методов изменения характеристик. Для пояснения приведем примеры. На рис. 163 представлены удельные мощности H, выраженные в *квт/нм³/мин* при различных методах изменения характеристик (дросселированием на нагнетании, на всасывании и изменением числа оборотов) и поддержании постоянного давления воздуха $p_к = 2{,}6$ *ата*.

При дросселировании на нагнетании (рис. 163, *а*) или всасывании с уменьшением производительности удельная мощность возрастает, тогда как при изменении числа оборотов она падает и величина ее значительно меньше, чем в рассматриваемых случаях. Исходя при сравнении из удельной мощности при дросселировании на нагнетании, видим, что с изменением числа оборотов достигается существенное снижение удельной мощности: до 24,5% в летнее время и до 36% в зимнее время при V/V_0 до 60%. Кроме того, при дросселировании на всасывании удельная мощность практически не зависит от начальной температуры $t_н$, а при изменении числа оборотов она падает приблизительно пропорционально абсолютной начальной температуре $T_н$. Сопоставление удельной мощности, получаемой при изменении числа оборотов, и закручивания потока, дано на рис. 164. Линии регулирования приняты по рис. 159. Одноступенчатый нагнетатель с приводом, регулируемым по числу оборотов, дает большую экономию удельной мощности по сравнению с регулированием закручиванием потока. Разница между этими системами регулирования при поддержании режима вдоль линии $p_к = \sqrt{1 + A V_g^2 R T_н}$ и линии V = const особенно велика и доходит до 40%.

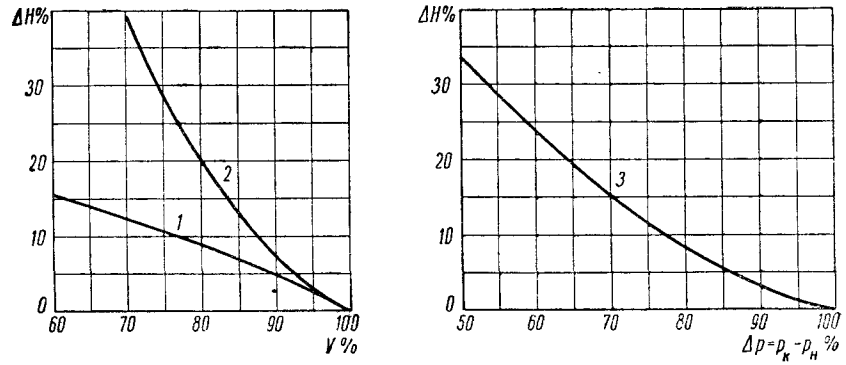


Рис. 164. Экономичность регулирования изменением числа оборотов по сравнению с закручиванием потока для нагнетателя (см. рис. 159):

1 — при постоянном давлении $p_к = 1{,}15$ *ата*, *2* — работе вдоль сети $p_к = \sqrt{1 + A V_g^2 R T_н}$, *3* — при поддержании постоянного расхода $V = 400$ *м³/мин*

Следовательно, наиболее экономичным методом регулирования центробежных компрессорных машин является изменение числа оборотов.

Автоматическое регулирование

В большинстве случаев встречаются две задачи регулирования: поддержание постоянного конечного давления при изменении производительности (регулирование давления); поддержание постоянной производительности при изменении давления (регулирование производительности).

Принципиальная схема автоматического регулирования центробежных компрессорных машин зависит от задачи регулирования

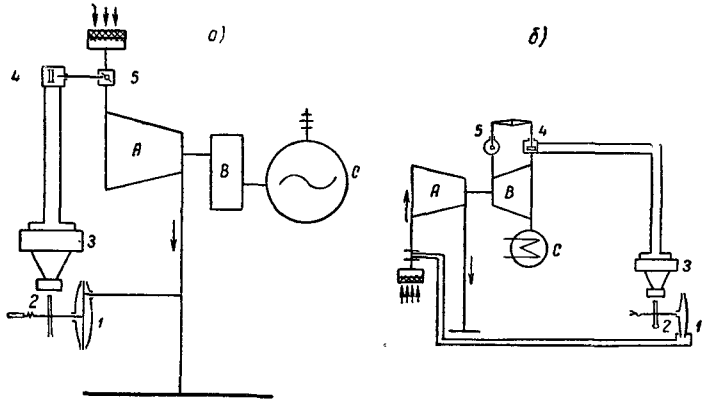


Рис. 165. Схема автоматического регулирования:

а — давления; б — расхода: *1* — регулятор с мембранным поршнем, *2* — струйная трубка, *3* — усилитель импульса, *4* — сервомотор, *5* — дроссельная заслонка (при регулировании давления) и пораспределительный клапан турбины (при регулировании расхода)

(p = const или V = const) и от метода изменения характеристики машины. Каждое устройство для автоматического регулирования должно состоять из органа, воспринимающего импульс от регулируемой величины (p или V), усилителя импульса, исполнительного механизма (сервомотора) и регулирующего органа.

При регулировании давления импульсом является само давление, действующее обычно на одну полость мембранного поршня, уравновешенного пружиной. В случае регулирования расхода в качестве импульса используется перепад давления в диафрагме (установленной в трубопроводе), подводимый в обе полости мембранного поршня, уравновешенного пружиной.

Регулирующий орган зависит от метода изменения характеристик машины. Например, при изменении характеристик дросселированием на всасывании регулирующим органом служит дроссельная заслонка во всасывающем трубопроводе, а при изменении числа оборотов — паровой клапан турбины.

Схема регулирования давления в случае привода компрессорной машины от электродвигателя с постоянным числом оборотов показана на рис. 165, *а*. Импульс из нагнетательного трубопровода передается регулятору давления *1*, который перемещает струйную трубку *2*. Масло подается на усилитель импульса *3* и в сервомотор *4*, воздействующий на регулирующий орган — дроссельную заслонку *5*.

Схема регулирования расхода в случае привода от паровой турбины с переменным числом оборотов показана на рис. 165, *б*.

ИСПЫТАНИЯ. МЕТОДЫ ПЕРЕСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК

Целью испытаний нагнетателей и компрессоров является опытное определение газодинамических характеристик в возможно большем диапазоне производительности и чисел оборотов (если это допускается по условиям стендового или штатного привода).

Методически правильная постановка испытания должна исходить только из учета обобщенных уравнений (IV—91), согласно которым отношение давлений ε и к. п. д. $\eta_{пол}$ машины зависят (при $\mathrm{Re} > \mathrm{Re}_{пред}$.) от трех критериев:

$$\frac{V}{n};\quad \frac{n}{\sqrt{RT_н}} \text{ и } k.$$

Если опытные величины обозначить без индекса, а номинальные значения параметров через n_0, R_0, $T_{н0}$, $p_{н0}$ и k_0, то для получения истинных значений $\varepsilon_0 = \varepsilon$ и $\eta_{пол\,0} = \eta_{пол}$ необходимо вести испытание машины так, чтобы сохранить условия подобия:

$$\frac{n}{\sqrt{RT_н}} = \frac{n_0}{\sqrt{R_0 T_{н0}}},\ \text{откуда}\ n = n_{экв} = n_0 \sqrt{\frac{RT_н}{R_0 T_{н0}}}, \quad \text{(IV—102)}$$

$$k = k_0. \quad \text{(IV—103)}$$

Число оборотов $n_{экв}$, обеспечивающее соблюдение условий (IV—102), называется эквивалентным.

Равенство (IV—103) показывает, что если машина испытывается, например, на воздухе, тогда как предназначена работать на газе, то в общем случае достаточно точные значения ε_0 и $\eta_{пол\,0}$ могут быть получены только при условии равенства адиабат обеих сред ($k = k_0$).

Если $k \neq k_0$, то для эквивалентного числа оборотов из (IV—89) получим приближенное равенство:

$$n = n_{экв} = n_0 \sqrt{\frac{k \cdot R \cdot T_и}{k_0 \cdot R_0 \cdot T_{н0}}} \sqrt{\frac{(k_0 - 1)\left(\varepsilon_0^{\frac{m-1}{m_0}} - 1\right)}{(k-1)\left(\varepsilon_0^{\frac{1}{\vartheta_0}} - 1\right)}}, \quad \text{(IV—104)}$$

показывающее, что в этом случае эквивалентное число оборотов зависит от режима работы (так как m, m_0, σ и σ_0 зависят не только от k и k_0, но и от к. п. д.)

Следовательно, в общем случае для получения правильных газодинамических характеристик необходимо проводить испытания не при номинальном числе оборотов n_0, а при эквивалентном числе оборотов $n = n_{экв}$. Будет ли при этом $n_{экв}$ больше или меньше n,

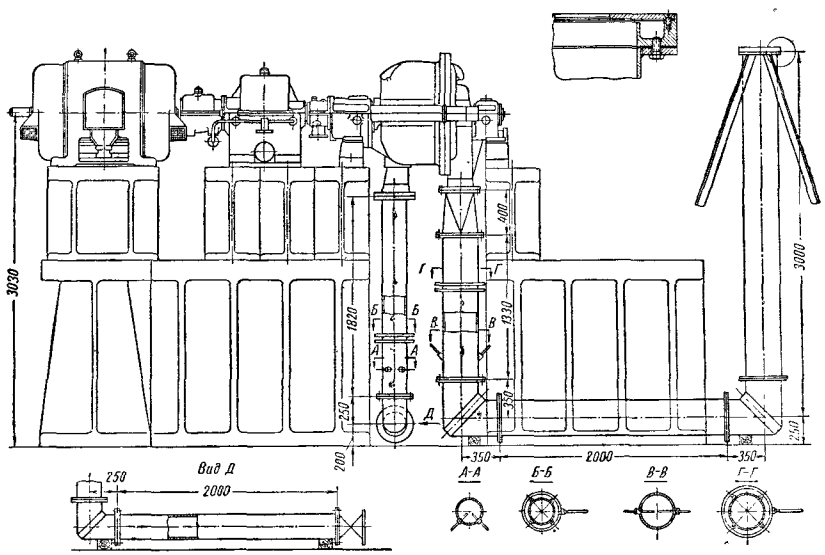


Рис. 166. Установка для испытания центробежного нагнетателя с измерением расхода во всасывании

зависит не только от соотношения между произведениями $RT_н$ и $R_0T_{н0}$, но и от k_0 и k: при $RT_н < R_0T_{н0}$ $n = n_{экв}$ меньше n_0; неравенство $k > k_0$ содействует повышению $n_{экв}$. При проведении испытаний на эквивалентных числах оборотов и при $k = k_0$ внутренняя мощность

$$N_i = N_{i0}\frac{p_н}{p_{н0}}\sqrt{\frac{RT_н}{R_0T_{н0}}}, \qquad \text{(IV—105)}$$

т. е. при $RT_н < R_0T_{н0}$ и $p_н = p_{н0}$ мощность при испытаниях будет меньше, чем в номинальных условиях.

Испытания, как правило, сопряжены с затратой большого труда, времени и средств, вследствие чего очень важно получить возможно более точные и полные результаты.

Основным условием правильного проведения экспериментов является отсчет по приборам только после достижения вполне установившегося режима работы машины.

Однако режим работы для сети обычно подвержен случайным колебаниям, в результате изменения сопротивления в ней. Кроме того, лишь в редких случаях производительность может быть изменена в широких пределах, необходимых для установления характеристик. Поэтому, если возможно, следует отключить машину от сети и испытывать ее на воздухе.

В качестве примера рассмотрим испытание нагнетателя на заводском стенде.

Для достаточно точного измерения основных величин (G, $p_н$, $t_н$, $p_к$, $t_к$, N и n) необходимо соорудить специальную установку для правильного подвода воздуха во всасывающий патрубок машины и отвод его из нагнетательного патрубка, а также для точного измерения указанных величин. Типичная установка для испытания показана на рис. 166.

Наиболее сложной задачей является измерение производительности и мощности.

Очень просто, удобно и точно измеряется расход с помощью торцовой диафрагмы (рис. 166), установленной на входе во всасывающий трубопровод, который желательно располагать на высоте $(3 \div 4)D$ над коленом.

Расход воздуха через торцовую диафрагму:

$$G = 208{,}7\alpha d^2 e\sqrt{\gamma_a \Delta p}\ кГ/мин, \qquad \text{(IV—106)}$$

где $\alpha = 0{,}6$ — коэффициент расхода;

d — диаметр диафрагмы, $м$;

$\gamma_a = \frac{p_a}{RT_a}$ — удельный вес воздуха перед диафрагмой, $кГ/м^3$;

p_a — барометрическое давление, $кГ/м^2$абс;

Δp — разрежение в кольцевой камере, $мм$ вод. ст.;

$e = 1 - 0{,}311\frac{\Delta p}{p_a}$ — поправка на сжимаемость;

T_a — температура воздуха перед диафрагмой (принимается равной начальной температуре $T_н$).

Для правильного измерения начального и конечного давлений необходимы: перед входом во всасывающий патрубок — колено с лопатками; участок трубопровода с постоянным или плавно изменяющимся сечением (лучше сужающимся) длиной не менее $2D$; на выходе из нагнетательного патрубка участок также длиной не менее $2D$ с постоянным или плавно изменяющимся сечением. Для отбора давления необходимо иметь уравнительные кольца.

Точное измерение температур $t_н$ и $t_к$ представляет одну из сложных задач измерительной техники. Для этого применяют, как правило, прецизионные ртутные термометры с ценой деления 0,1—0,2°С. Кроме того, термометр (погруженный обычно в защитную гильзу) не должен обмениваться теплом с окружающими стенками или средой, т. е. не вызывать отвода или подвода тепла к месту измерения (рис. 167). Чем больше разность между температурами стенки трубы и термометра, тем больше потери тепла на лучеиспускание и теплопроводность. Поэтому для измерения высоких

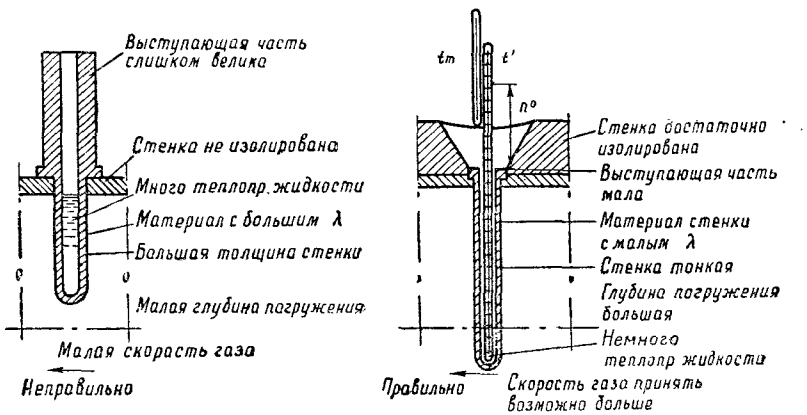


Рис. 167. Установка и устройство термометра

температур необходима тепловая изоляция стенок трубы по всему ее периметру на расстоянии $0{,}5D$ до и после термометра.

Число оборотов должно быть измерено с большой точностью, которую обеспечивают только прецизионные тахометры.

Измерение мощности используется также для определения к. п. д.

В случае привода от электродвигателя отдаваемая им мощность может быть измерена с достаточной точностью только при использовании прецизионных ваттметров, трансформаторов тока и напряжения. При этом необходимо учитывать потери в электродвигателе. Внутренняя мощность N_i определяется по формуле

$$N_i = N_{эл.дв} - N_{мех} \quad квт. \qquad (IV—107)$$

Она может быть определена с достаточной точностью по повышению теплосодержания воздуха:

$$N_i = \frac{G \cdot 427 \cdot c_{pm}(t_к - t_н)}{102 \cdot 60} + N_q \quad квт, \qquad (IV—108)$$

где c_{pm} — средняя теплоемкость воздуха;

N_q — потери тепла через корпус машины, *квт*.

Средняя теплоемкость воздуха при относительной влажности $\varphi_н$

$$c_{pm} = c_p + 0{,}625\varphi_н \frac{p_п}{p_a}(0{,}45 - c_p), \quad ккал/кГ, \qquad (IV—109)$$

где c_p — теплоемкость сухого воздуха;

$$c_p = 0{,}2394 + 0{,}000074\,(t_н + t_к) \quad ккал/кГ,$$

где $p_п$ — давление водяных паров в *ата*, соответствующее $t = t_н$.

Потери N_q обычно не превышают 1—2% от N_i. Если горячие части корпуса при испытании изолировать, то потерями N_q можно пренебречь.

Политропический к. п. д.

$$\eta_{пол} = \frac{\lg \frac{p_к}{p_н}}{\frac{k}{k-1}\lg\left[1 + \frac{102 \cdot 60 \cdot N_i}{GR\frac{k}{k-1}}\right]}.$$

В первом приближении (сухой воздух) к. п. д. может быть вычислен по уравнению (IV—32):

$$\eta_{пол} = \frac{\lg \frac{p_к}{p_н}}{\frac{k}{k-1}\lg \frac{T_к}{T_н}}.$$

Пользуясь этим выражением, можно определить к. п. д. без измерений мощности и расхода по начальному и конечному состоянию воздуха.

Определим еще производительность $V = \frac{G}{\gamma_н}$ и V_g, отнесенную, например, к 0°С и 760 *мм* рт. ст.

$$V = \frac{GRT_н}{p_н}; \quad V_g = \frac{G}{\gamma_{0^{0},760}}.$$

Следует отметить необходимость дублирования измерений. Все важнейшие величины надо измерять двумя или тремя независимыми приборами, возможно различными методами и в нескольких близких, но не одинаковых сечениях. Сопоставление показаний дублирующих приборов служит почти единственным критерием для обнаружения ошибок в измерениях. Запись по каждой точке режима следует производить не менее трех раз, через определенные промежутки.

Для построения газодинамических характеристик желательно произвести все необходимые замеры не менее чем для 4—6 режимов работы, а также установить режим начала помпажа.

Полученные в результате опыта режимы в общем случае несравнимы между собой, так как относятся к различным значениям $T_н$, $p_н$ и R; да и числа оборотов будут для них не строго одинаковыми.

Прежде чем нанести на график полученные для ряда режимов работы значения V, V_g, $p_к$, $\eta_{пол}$, N и n, необходимо привести эти режимы к общим номинальным условиям $T_{н0}$, R_0, $p_{н0}$, k_0 и n_0 даже в случае, если $n = n_{экв} = n_0$.

Пересчет опытных данных на номинальные условия работы можно выполнить по формулам:

$$V_0 = \frac{n_0}{n} V \quad \text{и} \quad V_{g0} = V_0 \frac{\gamma_{н0}}{\gamma_g},$$

$$\lg \varepsilon_0 = \sigma_0 \lg \left[1 + \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 \frac{k \cdot R \cdot T_н}{k_0 \cdot R_0 \cdot T_{н0}} \left(\varepsilon^{\frac{1}{\sigma}} - 1\right) \frac{k_0 - 1}{k - 1} \right], \quad \text{(IV—110)}$$

$$\eta_{пол\,0} = \eta_{пол},$$

где $\sigma_0 = \frac{k_0}{k_0 - 1} \eta_{пол}$,

$$N_{i0} = \frac{\gamma_{н0}}{\gamma_н} \left(\frac{n_0}{n}\right)^3 N_i.$$

Если при испытании достаточно точно выдерживалось эквивалентное число оборотов, т. е. соблюдалось равенство (IV — 102), то второе уравнение (при $k_0 = k$) переходит в равенство $\varepsilon_0 = \varepsilon$.

Как было отмечено, экспериментальное определение газодинамических характеристик часто связано с немалыми затратами времени и средств, в связи с чем важно иметь хотя бы приближенный метод пересчета этих характеристик на различные числа оборотов n_0, начальные температуры газа $T_{н0}$, газовые константы R_0 и т. д.

Для получения достаточно точных результатов пересчета необходимо соблюдение равенства критериев $\frac{n_0^2}{R_0 T_{н0}} = \frac{n^2}{RT_н}$ и $k_0 = k$ (индексом 0 обозначены величины, относящиеся к новой характеристике). При этом могут быть использованы формулы (IV — 110). Чем больше разница между критериями A_0, $A\left(A = \frac{n^2}{RT_н}\right) k_0$ и k, тем больше погрешность пересчета. Погрешность возрастает также с увеличением отношения давлений.

Для ориентировочных пересчетов отношения давлений по второй из формул (IV — 110) можно пользоваться рис. 168, на котором

показана зависимость ε_0 от ε при различных значениях $\frac{A_0}{A}$ (принято $k_0 = k = 1{,}4$ и $\sigma = 2{,}8$).

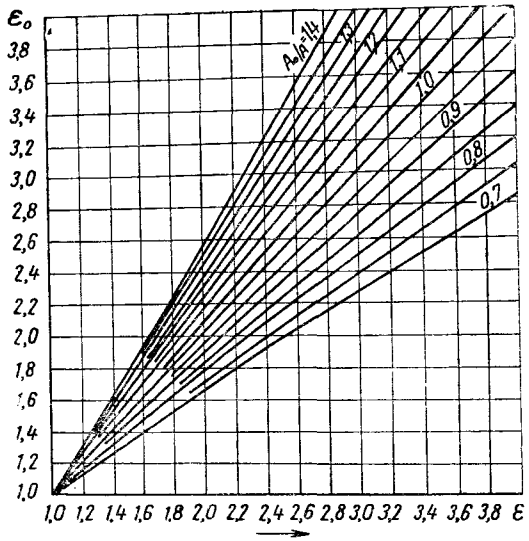


Рис. 168. Диаграмма для пересчета отношения давления

При больших отношениях давлений пересчет производительности по первой формуле (IV — 110) уже не дает достаточной точности. Лучшие результаты получаются при использовании формулы

$$V_0 = \frac{n}{n_0} \frac{R_0 T_{н0} (\varepsilon_0 - 1)}{RT_н (\varepsilon - 1)}. \quad \text{(IV — 111)}$$

ОСОБЕННОСТИ ОХЛАЖДАЕМЫХ МАШИН

Способы охлаждения. Изотермический к. п. д.

Охлаждение газа в процессе сжатия производят для снижения затрачиваемой мощности, что вытекает из анализа выражения для напора:

$$H = \frac{\int_н^к v dp}{\eta_i} = \frac{1}{\eta_i} \int_н^к \frac{RT}{p} dp = \frac{2{,}303 RT_m \lg \frac{p_к}{p_н}}{\eta_i}, \quad \text{(IV — 112)}$$

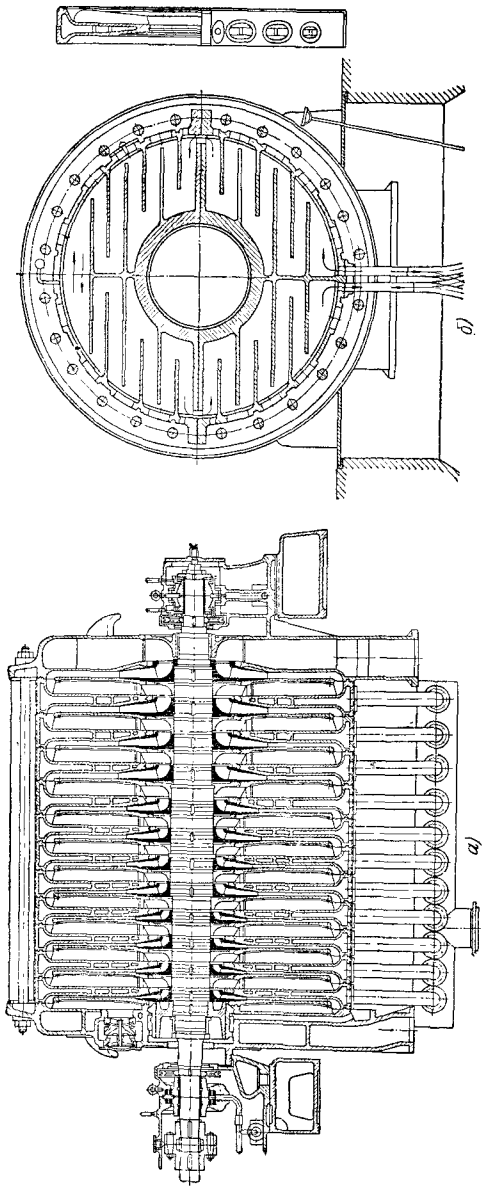


Рис. 169. Компрессор фирмы Гутехофнунгсхютте с внутренним охлаждением:
а — разрез; *б* — ход охлаждающей воды в корпусе компрессора

где η_i — внутренний к. п. д., характеризующий потери в проточной части и в охлаждающих устройствах.

При данном отношении давлений $\varepsilon = \frac{p_к}{p_н}$, чем ниже средняя в процессе сжатия температура газа T_m и потери в компрессоре, тем меньше работа H. Следовательно, основная задача охлаждения газа — существенное снижение средней температуры при небольших добавочных потерях, прямо или косвенно связанных с охлаждением.

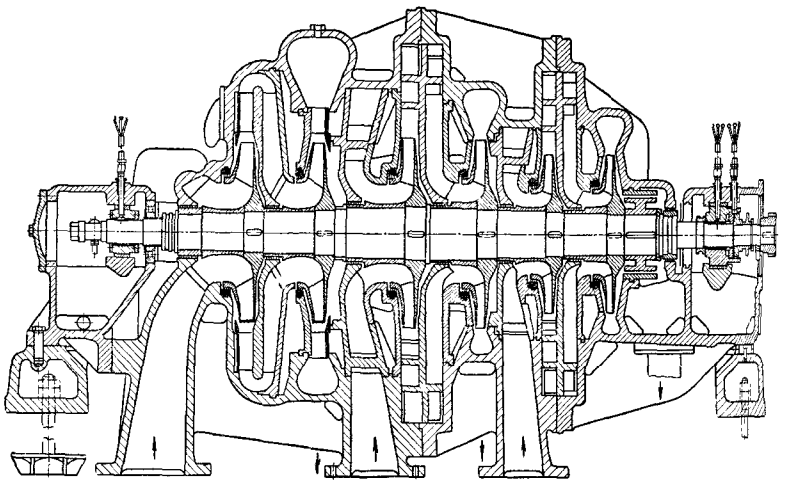


Рис. 170. Компрессор НЗЛ типа К-350-61-1 с внешним охлаждением (два промежуточных воздухоохладителя)

Ранее применяли главным образом внутреннее охлаждение. Компрессор с внутренним охлаждением показан на рис. 169. Корпус состоит из отдельных секций, скрепляемых с помощью длинных стяжных болтов. Внутри каждой секции предусмотрена полость, в которой циркулирует охлаждающая вода (см. рис. 169). Газ охлаждается при прохождении через безлопаточный диффузор и, особенно, в обратном направляющем аппарате, который имеет большое число очень тонких лопаток (отлитых заодно с боковой стенкой полости), выполняющих роль ребристой поверхности охлаждения. Радиальные размеры диффузора и аппарата значительно увеличены для создания необходимой поверхности охлаждения. Однако при увеличении этой поверхности уменьшается внутренний к. п. д. При этом чем больше объемная производительность, тем труднее создать необходимую поверхность охлаждения. В настоящее время

применяют внешнее охлаждение (рис. 170), при котором после сжатия в группе неохлаждаемых ступеней (секций) газ выводится за пределы ее проточной части в промежуточный холодильник, откуда поступает во вторую группу неохлаждаемых ступеней и т. д. При этой системе охлаждения повышается к. п. д. и снижается расход охлаждающей воды.

Однако возникают потери давления в промежуточных холодильниках, а также на пути подвода и отвода газа. Доведение этих потерь до минимальных при небольших размерах холодильников

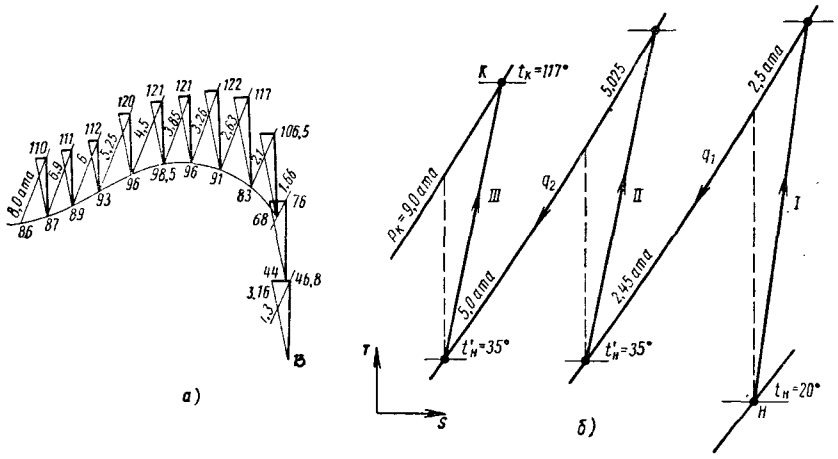


Рис. 171. Процесс сжатия компрессора:
а — с внутренним охлаждением; *б* — с двумя промежуточными охлаждениями

является основной проблемой внешнего охлаждения компрессоров. Необходимо отметить, что компрессоры с внутренним охлаждением имеют некоторые преимущества при сжатии влажных агрессивных газов. Температура газа во всех частях проточной части обычно выше температуры точки росы, т. е. исключается выделение влаги из газа. В противоположность этому при внешнем охлаждении в холодильниках газ охлаждается до температуры, близкой к температуре воды; при этом выделяется влага и частично уносится в проточную часть. Это может вызвать эррозийное воздействие на элементы рабочего колеса и усиленную коррозию при сжатии газов, агрессивность которых во влажном состоянии увеличивается.

Процессы сжатия в компрессоре с внутренним и внешним охлаждением показаны на рис. 171.

Для оценки совершенства сжатия с охлаждением принято пользоваться изотермическим к. п. д.

$$H_{охл}=\frac{H_{из}}{\eta_{из}}=\frac{2{,}303\cdot R\cdot T_н \lg\frac{p_к}{p_н}}{\eta_{из}}=\frac{2{,}303\cdot R\cdot T_m \lg\frac{p_к}{p_н}}{\eta_i}, \quad (IV—113)$$

откуда

$$\eta_{из}=\frac{T_н}{T_m}\cdot\eta_i. \quad (IV—114)$$

Из уравнения (IV — 114) видно, что изотермическим к. п. д. по сравнению с внутренним η_i учитываются не только потери в проточной части (включая и охлаждающие устройства), но и влияние охлаждения газа.

Рассмотрим работу сжатия с внешним охлаждением.

$$H_{охл}=RT_н\frac{k}{k-1}\left(\varepsilon_1^{\frac{1}{\sigma_1}}-1\right)+RT_{н2}\frac{k}{k-1}\left(\varepsilon_2^{\frac{1}{\sigma_2}}-1\right)+\ldots$$

$$\ldots+RT_{нn}\frac{k}{k-1}\left(\varepsilon_n^{\frac{1}{\sigma_n}}-1\right). \quad (IV—115)$$

Откуда

$$\eta_{из}=\frac{2{,}303\lg\frac{p_к}{p_н}}{\frac{k}{k-1}\left[\varepsilon_1^{\frac{1}{\sigma_1}}-1+\frac{T_{н2}}{T_н}\left(\varepsilon_2^{\frac{1}{\sigma_2}}-1\right)+\ldots+\frac{T_{нn}}{T_н}\left(\varepsilon_n^{\frac{1}{\sigma_n}}-1\right)\right]}. \quad (IV—116)$$

Здесь $\sigma_i=\eta_{пол\,i}\cdot\frac{k}{k-1}$ и $\varepsilon=e\cdot\varepsilon_1\cdot\varepsilon_2\ldots\ldots\varepsilon_n$, где, например, при трех охлаждениях

$$e=1-\frac{\delta p_1}{p_н\cdot\varepsilon_1}-\frac{\delta p_{II}}{p_н\cdot\varepsilon_1\cdot\varepsilon_2}-\frac{\delta p_{III}}{p_н\cdot\varepsilon_1\cdot\varepsilon_2\cdot\varepsilon_3}, \quad (IV—117)$$

где δp — потери давления в холодильнике.

Равенство (IV — 116) показывает, что изотермический к. п. д. зависит не только от к. п. д. отдельных секций (неохлаждаемых групп ступеней), но и от суммарного отношения давлений $\varepsilon=p_к/p_н$, распределения этого отношения по секциям и их числа, показателя адиабаты, потерь давления в холодильниках и соотношения между начальными температурами газа и охлаждающей воды. В табл. 18 приведены изотермические к. п. д. компрессоров, имеющих идеальные проточные части (к. п. д. секций $\eta_{пол}=1$), нулевые потери в холодильниках и одинаковые температуры при входе во все секции (принято два промежуточных охлаждения и $\varepsilon_1=\varepsilon_2=\varepsilon_3=\sqrt[3]{\varepsilon}$).

Из таблицы видно, что изотермические к. п. д. компрессоров различны; крайние их значения отличаются на 11%, тогда как потери во всех компрессорах равны нулю.

Таблица 18

Изотермические к. п. д. компрессоров при отсутствии потерь в проточной части и холодильниках

Показатель адиабаты k	Изотермический к. п. д.		
	$\varepsilon = 5$	$\varepsilon = 10$	$\varepsilon = 15$
1,4	0,925	0,895	0,875
1,67	0,896	0,855	0,83

Таким образом, изотермический к. п. д. в общем случае не может служить мерой экономичности компрессоров; им можно пользоваться только для машин с одинаковыми: степенью сжатия, показателями адиабат сжимаемых газов, соотношениями начальных температур газа и охлаждающей воды и удельными расходами воды.

Распределение отношения давлений по секциям. Число охлаждений.

Эффективность охлаждения зависит от ряда факторов: числа охлаждений, величин отношения давлений по секциям, показателя адиабаты и др.

Сжатие с одним промежуточным охлаждением используется главным образом при сравнительно небольших отношениях давлений ($\varepsilon \geqslant 2{,}5 \div 3$) или при большом ε, но малом значении показателя адиабаты k. Рациональное распределение отношения давлений между секциями можно получить исходя из уравнения минимума работы сжатия.

$$H_{охл} = RT_н \frac{k}{k-1}\left(\varepsilon_1^{\frac{1}{\sigma_1}} - 1\right) + RT'_и \frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{\varepsilon}{e\varepsilon_1}\right)^{\frac{1}{\sigma_2}} - 1\right].$$

По уравнению (IV — 117)

$$e = 1 - \frac{\delta p}{p_н \cdot \varepsilon_1}.$$

Принимая для упрощения $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma$ и пренебрегая изменением e, при дифференцировании выражения для $H_{охл}$ получим оптимальное значение ε_1:

$$\varepsilon_{1опт} = \sqrt{\frac{\varepsilon}{e}}\sqrt{\left(\frac{T'_н}{T_н}\right)^{\sigma}}. \qquad (IV — 118)$$

При отсутствии потерь на охлаждение

$$(\delta p = 0 \text{ и } e = 1), \quad T'_н = T_н \text{ и } \sigma_1 = \sigma_2 \text{ получим:}$$

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \sqrt{\varepsilon}. \qquad (IV — 119)$$

В случае потерь ($\delta p \neq 0$) и недоохлаждении ($T'_н > T_н$), а также при $\sigma_1 > \sigma_2$ оптимальная степень сжатия первой секции становится больше $\sqrt{\varepsilon}$.

Чтобы учесть влияние отношения $T'_н/T_и$, отметим, что температура при выходе из холодильника $t'_н$ определяется в основном температурой охлаждающей воды:

$$t'_н = t_{w_1} + (7 \div 12)^0.$$

Таким образом, для воздушных компрессоров, учитывая, что в летнее время температуры воздуха и воды близки друг к другу,

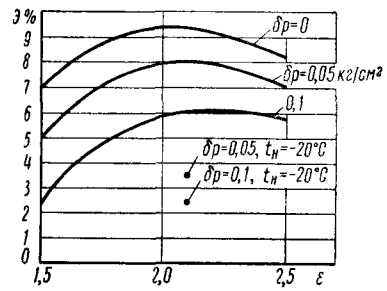


Рис. 172. Зависимость экономии $Э\%$ от охлаждения в функции от отношения давлений первой секции $\varepsilon_1\left(\varepsilon = 3{,}6;\ \frac{T'_н}{T_и} = 1{,}034\right)$

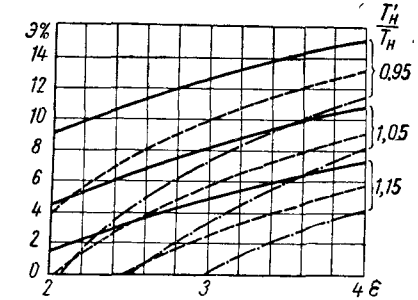


Рис. 173. Экономия от охлаждения в функции от ε при различных $\frac{T'_н}{T_н}$; $\delta p/p_и = 0$—; 0,05 — — —; 0,10 — · — · —

отношение $T'_н/T_н$ будет больше единицы. В зимнее время $T_и/T_н$ еще выше.

Для численной оценки влияния охлаждения введем величину:

$$Э = \frac{H - H_{охл}}{H}, \qquad (IV — 120)$$

где $H = RT_н \frac{k}{k-1}\left(\varepsilon^{\frac{1}{\sigma}} - 1\right)$ — работа сжатия без охлаждения.

Для частного случая $\varepsilon = 3{,}6$; $T'_н/T_н = 1{,}034$ ($t_н = t_{w_1} = 20°$ и $t'_и = 30°$ С) и $\sigma_1 = \sigma_2 = 2{,}8$ на рис. 172 показана зависимость экономии $Э$ как функция от ε_1, при разных значениях $\delta p/p_н$. При $\delta p/p_н = 0{,}05$ наибольшая экономия достигает 8%; при $\delta p/p_н = 0{,}1$

экономия составляет еще 6%; вблизи максимума отступление от оптимального значения $\varepsilon_{1опт}$ сравнительно мало отражается на эффективности охлаждения. Влияние $T'_н/T_н$ видно из рис. 173. С увеличением $T'_н/T_н$ эффективность охлаждения существенно падает.

В воздушных компрессорах при малых отношениях давлений, в холодное время года и при относительно больших сопротивлениях в холодильнике охлаждение не дает выигрыша в работе сжатия.

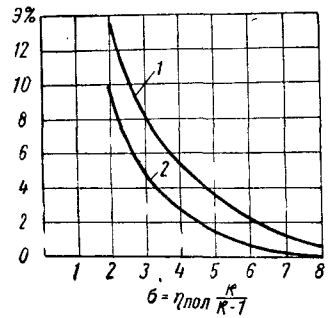


Рис. 174. Экономия от охлаждения в функции от $\sigma = \eta_{пол}\frac{k}{k-1}$; $T'_н/T_н = 1{,}05$, $\delta p_н = 0{,}05$; 1 — $\varepsilon = 4$; 2 — $\varepsilon = 3$

Экономия энергии, достигаемая при охлаждении, существенно зависит от показателя адиабаты k (рис. 174). При уменьшении показателя адиабаты, т. е. увеличении σ, эффективность охлаждения резко падает. Например, в случае сжатия фреона-11 (у которого $k = 1{,}1$ и, следовательно, при $\eta_{пол} = 0{,}8$ значение $\sigma = 8{,}8$) при отношениях давления $\varepsilon = 3 \div 4$ охлаждение нецелесообразно.

Сжатие с двумя промежуточными охлаждениями эффективно при более высоких отношениях давлений. Исходя из минимума работы сжатия, получим для оптимальных ε_1 и ε_2, полагая $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = \sigma$:

$$\varepsilon_1 = \sqrt[3]{\frac{\varepsilon}{e}} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{T'_н}{T_н}\right)^{2\sigma}}, \qquad (IV — 121)$$

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \frac{\varepsilon_1}{\left(\frac{T'_н}{T_н}\right)^{\sigma}}. \qquad (IV — 122)$$

Здесь по уравнению (IV — 117)

$$e = 1 - \frac{\delta p_I}{p_н \cdot \varepsilon_1} - \frac{\delta p_{II}}{p_н \cdot \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2}.$$

В простейшем случае при

$$\delta p_I = \delta p_{II} = 0; \quad \frac{T'_н}{T_н} = 1{,}0 \text{ и } \sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = \sigma$$

получим:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \sqrt[3]{\varepsilon}. \qquad (IV — 123)$$

Для дальнейшего необходимо решить вопрос о соотношении между потерями δp_I и δp_{II}. Будем исходить из наиболее распространенного случая, когда для унификации пучки труб обоих холодильников одинаковы. Учитывая, что потери δp пропорциональны G^2/γ_m, где γ_m — средний удельный вес газа в холодильнике, и имея в виду, что средние температуры в холодильниках близки друг к другу, получим:

$$\delta p_{II} = \frac{\delta p_I}{\varepsilon_1}. \qquad (IV — 124)$$

Принимая ε_1 и ε_2 по уравнению (IV — 123),

$$e = 1 - \frac{\delta p_I}{p_н}\left(\frac{1}{\sqrt[3]{\varepsilon}} - \frac{1}{\varepsilon}\right). \qquad (IV — 125)$$

Эффективность двукратного охлаждения показана на рис. 175 при $k = 1{,}4$ для условий распределения отношения давлений по уравнениям (IV — 121 и 122) и соотношения между δp_I и δp_{II} по уравнению (IV — 124). При средних $\frac{T'_н}{T_н} = 1{,}05$ и $\frac{\delta p_I}{p_н} = 0{,}05$ двукратное охлаждение дает значительную экономию мощности, составляющую около 15% при $\varepsilon = 5$ и около 23% при $\varepsilon = 10$. При меньших значениях показателя адиабаты ($k = 1{,}1$—$1{,}2$) экономия от охлаждения резко снижается и целесообразность охлаждения должна быть проверена расчетом.

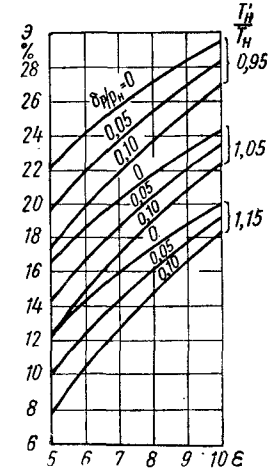


Рис. 175. Экономия при двукратном охлаждении в функции от ε

Сжатие с тремя промежуточными охлаждениями целесообразно главным образом при достаточно больших ε или умеренных отношениях давлений в специальных конструкциях проточной части. Исходя из тех же соображений, что и выше, для оптимальных условий по секциям:

$$\varepsilon_1 = \sqrt[4]{\frac{\varepsilon}{e}} \sqrt[4]{\left(\frac{T'_н}{T_н}\right)^{3\sigma}}, \qquad (IV — 126)$$

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \varepsilon_4 = \frac{\varepsilon_1}{\left(\frac{T'_н}{T_н}\right)^{\sigma}}, \qquad (IV — 127)$$

где e определяется уравнением (IV — 117).

Для оценки эффективности при переходе от двукратного охлаждения к трехкратному, рассмотрим следующий пример: отношение давлений $\varepsilon = 9$; $k = 1{,}4$; $\sigma = 2{,}8$; $\frac{T'_н}{T_н} = 1{,}05$ и $\frac{\delta p_1}{p_н} = 0{,}05$.

При двукратном охлаждении $\varepsilon_1 = 2{,}31$ и $\varepsilon_2 = \varepsilon_3 = 2{,}001$, при трехкратном $\varepsilon_1 = 1{,}94$ и $\varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \varepsilon_4 = 1{,}7$. Вычисляя напоры, получим для трехкратного охлаждения экономию мощности около 2%. В действительности разница между обоими случаями будет меньше, так как при указанном распределении отношении давлений воздушный компрессор с трехкратным охлаждением имел бы пять ступеней при однокорпусном исполнении, из которых в первой секции две ступени. Отношение давлений около 1,7 в остальных ступенях потребовало бы применения окружных скоростей порядка 305—310 *м/сек*, что затруднительно в отношении прочности компрессорных колес и могло бы привести к уменьшению к. п. д. вследствие высокого значения M_{c2}. Применение трехкратного охлаждения для воздушных компрессоров при отношении давлений 7—9 должно быть тщательно взвешено в каждом отдельном случае.

Следует отметить, что вопрос выбора числа охлаждений фирмы, выпускающие компрессоры, решают по-разному. Например, швейцарская фирма Броун-Бовери разработала еще до войны серию так называемых изотерм-компрессоров, в которых при давлении воздуха около 9 *ата* применено семикратное промежуточное охлаждение. К. п. д. этих компрессоров, однако, не превосходит тех значений, которые удалось получить другим фирмам при дву- или трехкратном охлаждении.

Охлаждающие устройства

К промежуточным холодильникам компрессоров предъявляют следующие требования: высокие коэффициенты теплопередачи, малые потери давления и компактность. Вследствие этого широко применяют холодильники с ребристыми поверхностями охлаждения, например с ребристыми трубками каплевидного или овального сечений и с прямоугольными ребрами (рис. 176). В этом случае, по сравнению с гладкими трубками, уменьшается при одинаковых потерях δp объем, занимаемый пучком труб, в $2^1/_2$ — 3 раза и снижается расход цветного металла примерно в $3^1/_2$ раза.

При конструировании холодильников наиболее целесообразной является схема противотока. Выполнение этой схемы представляет значительные трудности и решается просто только при больших значениях отношения

$$y = \frac{t_1 - t_2}{t_{w_2} - t_{w_1}}, \qquad \text{(IV — 128)}$$

где t_1 и t_2 — температуры газа при входе и выходе из холодильника.

Средняя разность температур при противотоке

$$\Delta t_m = \frac{(t_1 - t_{w_2}) - (t_2 - t_{w_1})}{2{,}3 \lg \frac{t_1 - t_{w_2}}{t_2 - t_{w_1}}}. \qquad \text{(IV—128а)}$$

Чем меньше значение y, т. е. выше разность $\Delta t_w = t_{w_2} - t_{w_1}$, тем больше в случае прочих равных условий ошибка при пользовании формулой (IV — 128 а). На рис. 177 представлены две конструкции холодильников, отличающихся только схемами подвода охлаждающей воды. В первом случае (см. рис. 177, *а*) охлаждающая вода проходит последовательно через два самостоятельных пучка.

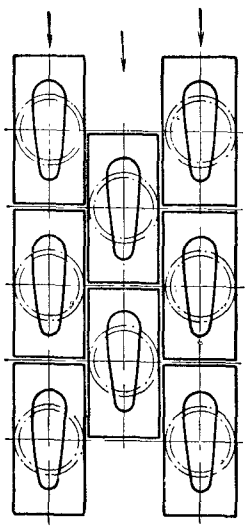


Рис. 176. Ребристые трубки каплевидного сечения

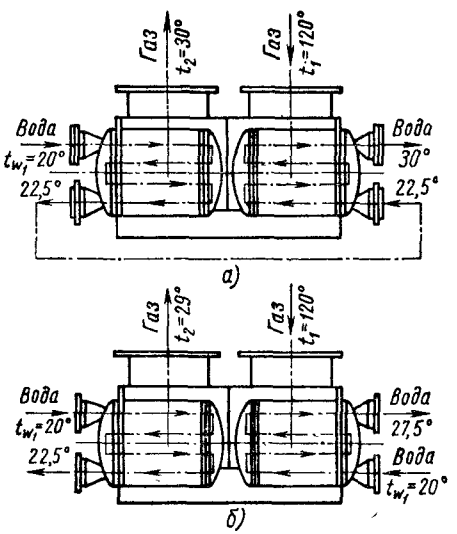


Рис. 177. Эффект охлаждения при подводе охлаждающей воды:

а — в количестве $\frac{1}{2}$ W последовательно через два самостоятельных пучка; *б* — в каждый пучок отдельно, суммарное количество W

В первом пучке температура воздуха снижается на 69°, а во втором только на 21°, т. е. количество тепла, снимаемое во втором пучке, в три раза меньше, чем в первом. Повышение температуры воды во втором пучке составит только около 2,5°, а в первом пучке

примерно 7,5° (суммарное повышение температуры воды принято 10°).

Во втором случае (см. рис. 177, *б*) охлаждающая вода проходит одновременно через два пучка. Повышение температуры воды $\Delta t_w = 5°$ С, т. е. расход охлаждающей воды принят в два раза больше, чем в первом случае. Опыт, проведенный на компрессоре НЗЛ с двукратным охлаждением, показал, что в первом случае, несмотря на уменьшение расхода охлаждающей воды в два раза по сравнению со вторым, температуры воздуха при выходе из холодильников обеих конструкций примерно одинаковы; газодинамические характеристики компрессора также одинаковы. Из приведенного примера видно, что в конструкции, показанной на рис. 177, достигнуто уменьшение расхода охлаждающей воды в два раза только за счет лучшего приближения к принципу противотока, чем во второй конструкции.

Особенности характеристик компрессоров

Характеристики компрессора с внешним охлаждением можно получить в результате наложения характеристик его отдельных неохлаждаемых секций. Эти секции соединены друг с другом последовательно посредством охлаждающих устройств и имеют одинаковые весовые расходы.

Предварительно рассмотрим особенности последовательной работы двух ступеней (например, принадлежащих одной и той же секции).

При последовательной работе двух ступеней (с различными или одинаковыми безразмерными характеристиками) работа второй из них определяется условиями объемного расхода, температуры и давления при выходе из I ступени. При этом особенно важно следующее обстоятельство: если представить, что I ступень работает во всем устойчивом диапазоне производительностей от $V_{1\min}$ до $V_{1\max}$ ($V_{\min}$ — производительность, соответствующая началу помпажа, $V_{\max}$ — производительность при нулевом напоре $\varepsilon = 1{,}0$, т. е. $p_к = p_н$), то II ступень должна была бы работать в диапазоне производительностей от $V_{1\min} \cdot \gamma_{н1}/\gamma'_{к1}$ до $V_{1\max} \cdot \gamma_{н1}/\gamma''_{к1}$ ($\gamma_{н1}$ — удельный вес всасываемого газа, $\gamma'_{к1}$ и $\gamma''_{к1}$ — удельный вес нагнетаемого газа соответственно производительностям $V_{1\min}$ и $V_{1\max}$).

Но так как $\gamma_{н1}/\gamma'_{к1} < 1{,}0$, а $\gamma_{н1}/\gamma''_{к1} = T'_к/T_н > 1{,}0$ (вспомним, что $p''_{к1} = p_{н1}$, а $T''_{к1} > T_{н1}$ вследствие потерь), то оказывается, что объемная производительность при входе во II ступень для режима минимальной производительности меньше $V_{1\min}$, а для режима максимальной производительности больше $V_{1\max}$. Таким образом, для обеспечения работы I ступени в наибольшем диапазоне производительностей от $V_{1\min}$ до $V_{1\max}$, необходимо, чтобы характеристика второй из них допускала работу в большем диапазоне производительностей, а именно от $\gamma_{н1}/\gamma_{к1} \cdot V_{1\min}$ до $\gamma_{н1}/\gamma''_{к1} \cdot V_{1\max}$. При этом может оказаться, что критическая производительность II ступени $V_{2\min}$ будет больше $\gamma_{н1}/\gamma'_{к1} \cdot V_{1\min}$, т. е. при работе I ступени с производительностью $V_{1\min}$ во II ступени наступит явление помпажа, которое, естественно, распространится также и на I ступень. Таким образом уменьшится устойчивая область, т. е. критическая производительность I ступени увеличится до $\overline{V}_{1\min} = \gamma_{к1}/\gamma_{н1} \cdot V_{2\min}$ ($\gamma_{к1}$ — удельный вес нагнетаемого газа при производительности $\overline{V}_{1\min}$.) С чертой вверху обозначены величины, относящиеся к последовательной работе двух ступеней.

Также возможно, что максимальная производительность II ступени $V_{2\max}$ будет меньше $\gamma_{н1}/\gamma''_{к1} \cdot V_{1\max}$, в связи с чем при производительностях, больших $V_{2\max}$, повышение давления Δp_2 (разность между давлениями нагнетания и всасывания), создаваемое II ступенью, будет величиной отрицательной, а отношение давлений $\varepsilon_2 = \frac{p_{к2}}{p_{к1}}$ — меньше единицы.

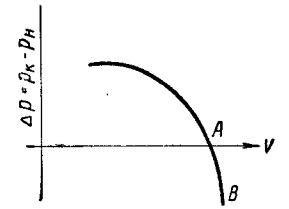


Рис. 178. Характеристика ступени в первом и четвертом квадрантах; *AB* — режим торможения

Режим работы ступени, при котором $V > V_{\max}$ и, следовательно, $\Delta p < 0$, а $\varepsilon < 1{,}0$, называем р е ж и м о м т о р м о ж е н и я. Напор, передаваемый газу в колесе, меньше потерь, возникающих при прохождении газа через проточную часть ступени, поэтому режим торможения в обычных условиях работы ступени физически недостижим.

При последовательной работе нескольких ступеней, когда, например, данная ступень испытывает наддув со стороны предшествующей или искусственную тягу (подсасывание) со стороны последующей ступени, или, наконец, совместное их действие, положение изменяется. Графическая иллюстрация работы при режиме торможения в координатах $\Delta p = f(V)$ дана на рис. 178. Режиму торможения соответствует вся ветвь характеристики, расположенная ниже оси V, т. е. в четвертом квадранте (при изображении характеристик в ε, V-координатах — ветвь торможения находится в первом квадранте, ниже прямой $\varepsilon = 1{,}0$).

Для примера рассмотрим характеристику центробежного компрессора, состоящего из трех секций и двух промежуточных холодильников. В первом приближении можно считать температуру воздуха при выходе из холодильников, т. е. при входе в последующую секцию, постоянной. При температуре всасываемого воздуха $t_{н1} = 20°$ С и охлаждающей воды $t_{w1} = 18°$ С в нашем случае можно

принять температуру воздуха при входе во вторую и третью секции равной $t_{н2} = t_{н3} = 30°$ С, независимо от производительности.

На рис. 179 изображены характеристики отдельных секций при соответствующих температурах всасывания в виде зависимостей между отношением давлений $\varepsilon = p_к/p_н$ и объемной производительностью, отнесенной к состоянию воздуха при входе в данную секцию. Отношения V_{max}/V_{min} для первой, второй и третьей секций соответственно равны: 2,2; 2,16 и 2,0.

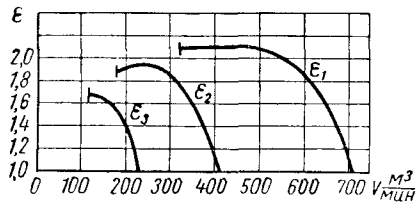


Рис. 179. Характеристики трех секций центробежного компрессора $t_{н1} = 20°C$, $t_{н2} = t_{н3} = 30°C$

При изменении производительности первой секции от $V_{1min} = 320$ *м³/мин* до $V_{1max} = 705$ *м³/мин*, т. е. в 2,2 раза, производительность при входе во вторую секцию должна меняться в пределах от 157 до 730 *м³/мин*, т. е. вторая секция должна работать при значительно большем отношении производительностей, а именно 4,65. В действительности вторая секция может устойчиво работать только при производительности свыше 190 *м³/мин*, а при V_{2max} более 410 *м³/мин* в ней возникает режим торможения. Из сказанного следует, что при последовательной работе первых двух секций (через промежуточный холодильник) рабочий диапазон производительностей уменьшится: слева — по причине неустойчивой зоны второй секции, справа — в виду создания в ней режима торможения. Это иллюстрируется на рис. 180, где сопоставлены характеристики работы: отдельно первой секции, при последовательной работе первой и второй, а также при последовательной работе всех трех секций, т. е. компрессора в целом. В последнем случае рабочий диапазон производительностей еще больше сужается слева; некоторое сужение наблюдается и справа, так как при производительности больше V_{A_2} в режим торможения попадает третья секция.

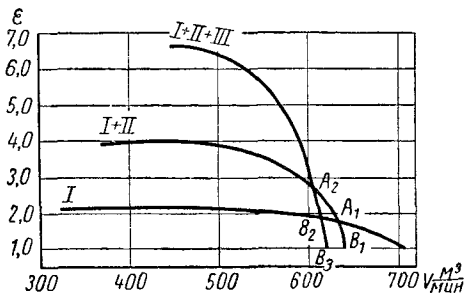


Рис. 180. Характеристики центробежного компрессора (I+II+III) в сопоставлении с характеристикой первых двух секций (I+II) и первой секции (I); в режиме торможения:
A_1B_1 — II секция
A_2B_2 — III секция
B_2B_3 — III и II секции

Для того чтобы полностью предотвратить вредное сужение рабочего диапазона производительности последовательно работающих секций, необходимо: 1) максимальные производительности второй и третьей секций должны быть несколько больше максимальной производительности первой секции и 2) при допустимом для первой секции уменьшении производительности от V_{1max} до V_{1min}, т. е. в 2,2 раза, во второй секции производительность должна уменьшаться приблизительно в 4,5, а в последней в 8,6 раза, т. е. область устойчивой работы второй и, особенно, третьей секции должна быть значительно больше, чем первой секции.

Важно отметить, что, допуская невыполнение первого условия, т. е. сужение производительности справа (последнее является неизбежным), возможно предотвратить сужение производительности слева, если бы удалось уменьшить минимальные производительности второй и третьей секций соответственно до 158 и 85 *м³/мин*. Это можно достигнуть при конструкциях проточной части, обеспечивающих непрерывно падающий насосный тип характеристик.

На основании изложенного можно заключить следующее.

1. При последовательной работе двух высоконапорных ступеней только в специальных случаях удается избегнуть уменьшения рабочего диапазона производительности по сравнению с работой единичной ступени: в общем случае возможно как увеличение зоны неустойчивой работы, так и уменьшение максимальной производительности вследствие возникновения во II ступени режима торможения.

2. В распространенном случае последовательной работы ряда ступеней, имеющих одинаковые окружные скорости и выходные углы лопаток (отличающихся, следовательно, только шириной), уменьшение рабочего диапазона производительности по сравнению с работой I ступени является следствием только явления сжимаемости; в многоступенчатом центробежном насосе, состоящем из одинаковых ступеней, диапазон производительности тот же, что и для I ступени.

Кроме того, если в центробежном насосе выходные треугольники скоростей ступеней одинаковы для какого-либо одного режима (например, расчетного), то они будут одинаковыми и при любой другой производительности. Напротив, в центробежном компрессоре, чем выше отношение давлений ε и число M и круче характеристика, тем резче изменяются треугольники скоростей при переходе от ступени к ступени и отклонении от расчетной производительности, для которой их обычно принимают одинаковыми для всех ступеней.

3. Охлаждение в процессе сжатия затрудняет согласование характеристик отдельных секций, так как уже очень небольшое

изменение производительности первой секции вызывает значительное, в процентном отношении, изменение производительности в последней секции. Это приводит к тому, что при работе последней секции в полном диапазоне ее производительности (от V_{min} до V_{max}) первая секция используется только в узком диапазоне V, и за счет этого диапазон производительности компрессора значительно уменьшается.

4. Для расширения рабочей зоны производительности многоступенчатой машины необходимо соответствующим образом подобрать характеристики отдельных ступеней: получить тем большее значение V_{max}/V_{min}, чем ближе данная ступень к выходу из машины.

В известной мере это требование можно удовлетворить, принимая тем меньшее значение β_2 и c_2/u_2, чем выше номер данной ступени. Этот принцип выполнения проточной части высоконапорного компрессора целесообразен и по другим важным соображениям.

ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ КОМПРЕССОРОВ ПРИ ЗНАЧИТЕЛЬНОМ ИЗМЕНЕНИИ УДЕЛЬНОГО ВЕСА ГАЗА

При эксплуатации может возникнуть вопрос об использовании одного и того же компрессора для работы на газах с различными удельными весами.

Рассмотрим этот вопрос применительно к компрессору, параметры которого при работе на воздухе следующие: $V = 500$ *м³/мин*, $p_н = 1{,}0$ *ата*, $t_н = 20°$ С, $p_к = 10{,}4$ *ата*, $n = 7600$ об/мин, $t_{w1} = 20°$ С, расход охлаждающей воды $W = 80$ *м³/час* на каждый из двух воздухоохладителей.

Определим конечное давление компрессора при сжатии коксового газа и производительности $V^x = 500$ *м³/мин*, если $R^x = 78{,}1$ (удельный вес $\gamma^x_{0°,760} = 0{,}485$ *кГ/нм³*), $t^x_н = 35°$ С, $p^x_н = 1{,}0$ *ата* и $k^x = 1{,}37$.

Рассмотрим работу каждой секции компрессора в отдельности.

Первая секция. В соответствии с опытной характеристикой отношение давлений $\varepsilon_1 = 2{,}38$ и к. п. д. $\eta_{пол1} = 0{,}83$.

Пользуясь формулой (IV — 110) и имея в виду, что $\sigma_1 = 2{,}9$ и $\sigma^x_1 = 3{,}07$, получим приближенно отношение давлений при работе на газе:

$$\lg \varepsilon^x_1 = \sigma^x_1 \lg\left[1 + \frac{k \cdot RT_н}{k^x \cdot R^x \cdot T^x_н}\left(\varepsilon_1^{\frac{1}{\sigma_1}} - 1\right)\frac{k^x - 1}{k - 1}\right] = 0{,}148,$$

откуда $\varepsilon^x_1 = 1{,}405$.

Как видно, вследствие малого, в сравнении с воздухом, удельного веса коксового газа происходит резкое уменьшение отношения давлений в первой секции.

Повышение температуры газа при работе на воздухе $\Delta t_1 = T_н(\varepsilon_1^{\frac{1}{\sigma_1}} - 1) = 102°$, тогда как при работе на газе $\Delta t^x_1 = 36{,}5°$.

Вторая секция. Температура воздуха при входе $t_{н2} = 33°$ С и давление (с учетом потерь в холодильнике $\delta p_I = 0{,}08$ *кГ/см²*) $p_{н2} = 2{,}3$ *ата*, отсюда объемная производительность

$$V_2 = V\frac{\gamma_н}{\gamma_{н2}} = 500\,\frac{1{,}16}{2{,}56} = 226\ м^3/мин.$$

Этой объемной производительности по характеристике соответствует отношение давлений $\varepsilon_2 = 2{,}29$ и к. п. д. $\eta_{пол2} = 0{,}82$. Потери давления в холодильнике для газа составят $\delta p^x_I = 0{,}04$ *кГ/см²* и температура после него (при $t^x_{w1} = 20°$ С) $t^x_{н2} = 25°$ С. Отсюда $p^x_{н2} = 1{,}365$ *ата* и объемная производительность

$$V^x_2 = V\frac{\gamma^x_{н1}}{\gamma^x_{н2}} = 355\ м^3/мин.$$

Таким образом, вследствие резкого уменьшения начального давления перед второй секцией объемная производительность при работе на легком газе увеличилась на 57% по сравнению с работой на воздухе. При $V^x_2 = 355$ *м³/мин* по характеристике получим $\varepsilon'_2 = 1{,}3$ и $\eta_{пол2} = 0{,}64$. После пересчета на газ

$$\varepsilon^x_2 = 1{,}11.$$

Следовательно, если отношение давлений в первой секции снизилось с 2,3 до $\varepsilon^x_1 = 1{,}405$ в основном в связи с уменьшением удельного веса среды, то снижение величины ε_2 с 2,29 до $\varepsilon^x_2 = 1{,}11$ вызвано также и резким увеличением объемной производительности второй секции.

Давление газа при выходе из второй секции $p^x_{к2} = \varepsilon^x_2 \cdot p^x_{н2} = 1{,}515$ *ата*.

Третья секция. При работе на воздухе: $t_{н3} = 34°$ С, $p_{н3} = p_{к2} - \delta p_{II} = 5{,}267 - 0{,}037 = 5{,}23$ *ата*. Отсюда $V_{н3} = 100$ *м³/мин*. Из характеристик получим: $\varepsilon_3 = 1{,}985$ и $\eta_{пол3} = 0{,}78$. Потери давления во втором холодильнике для газа $\delta p^x_{II} = 0{,}035$ *кГ/см²* и $t^x_{н3} = 24°$ С.

Отсюда $p^x_{н3} = p^x_{к2} - \delta p^x_{II} = 1{,}48$ *ата* и объемная производительность $V^x_3 = 324$ *м³/мин*.

В соответствии с характеристикой уже при V_3 больше 170 *м³/мин* начнется торможение. Следовательно, при производительности $V^x_3 = 324$ *м³/мин* третья секция будет работать в режиме глубокого торможения и возможно, что напор двух предшествующих секций будет затрачен на покрытие сопротивлений последней секции.

Из приведенного примера видно, насколько катастрофически ухудшается работа компрессора при переходе на среду со значительно меньшим удельным весом при 0° С и 760 *мм* рт. ст. (т. е. со значительно большей газовой постоянной). Вследствие этого использование рассмотренного воздушного компрессора для сжатия коксового газа нецелесообразно.

Необходимо иметь в виду, что при увеличении удельного веса газа (т. е. когда $R^x < R$).возрастают отношения давлений в секциях и, следовательно, уменьшаются объемные производительности. При большой разнице в удельных весах это может вызвать помпаж в последней секции уже при расчетной производительности компрессора.

Аналогично увеличению удельного веса влияет и снижение показателя адиабаты k ($k^v < k$).

ОСОБЕННОСТИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КОМПРЕССОРОВ

Чем выше напор и число требующихся ступеней, а также степень уменьшения удельного объема в процессе сжатия, тем существеннее требование найти для каждой секции машины наилучшую форму проточной части для данного диапазона объемных расходов.

Важнейшими характеристиками каждой ступени являются величины: β_2, $\frac{b_2}{D_2}$ и $\frac{c_{2r}}{u_2}$. Из уравнения расхода

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{V\left(\frac{n}{33{,}9}\right)^2}{\tau_2 k_{v2} \frac{c_{2r}}{u_2} \cdot u_2^3}$$

видно, что для многоступенчатого компрессора, вследствие изменения величины k_{v2} в 5—6 раз (при переходе от I ступени к последней и отношении давлений, равном 8—9), относительная ширина колеса $\frac{b_2}{D_2}$ в хвостовых ступенях может быть настолько мала, что это отразится на к. п. д. компрессора.

Для повышения отношения $\frac{b_2}{D_2}$ последних ступеней целесообразно выбирать возможно более высокое число оборотов, меньшую окружную скорость и $\frac{c_{2r}}{u_2}$. При уменьшении u_2 последних колес увеличивается число ступеней машины, поэтому использование колес с меньшими значениями $\frac{c_{2r}}{u_2}$, чем в I ступени, является наиболее правильным решением задачи.

Анализ последовательной работы ряда ступеней показывает, что, чем выше номер ступени, тем более устойчивой должна быть ее характеристика. Это достигается при малых β_2, что, как было показано ранее, приводит к уменьшению $\frac{c_{2r}}{u_2}$.

Таким образом, переход в многоступенчатых машинах на меньшие значения $\frac{c_{2r}}{u_2}$ и β_2 в хвостовых ступенях, т. е. использование для них колес насосного типа, вполне оправдан.

Используем указанные общие соображения применительно к многоступенчатым компрессорам со степенью сжатия выше 4. Для получения достаточно высокого числа оборотов, что благоприятно отразится на ширине всех колес, целесообразно применить в первой секции колеса компрессорного типа с возможно большим значением $\frac{c_{2r}}{u_2}$; в остальных секциях в зависимости от числа охлаждений может быть принято по две ступени (как в большинстве компрессоров НЗЛ) или по одной (охлаждение после каждой ступени).

В обоих случаях в последующих за первой секцией ступенях целесообразны колеса насосного типа, по возможности с постоянно понижающимися значениями β_2 и $\frac{c_{2r}}{u_2}$. Упомянутый принцип построения проточной части обеспечивает минимум числа ступеней, высокие к. п. д. отдельных секций и компрессора, а также улучшает характеристики компрессора.

Конструкция компрессора НЗЛ с отношением давлений около 8 показана на рис. 170.

ЗАМЕЧАНИЯ ПО РАСЧЕТАМ НА ПРОЧНОСТЬ РОТОРА

Расчет на прочность деталей ротора центробежной компрессорной машины сложен. Ограничимся лишь некоторыми замечаниями, связанными с вопросами конструирования.

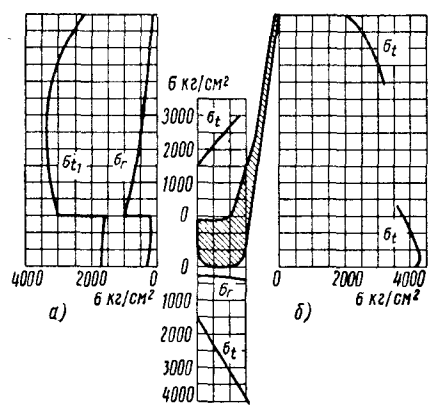


Рис. 181. Распределение напряжений в покрывающем диске при $u_2 = 250$ *м/сек*:

а — на наружной поверхности; *б* — на внутренней поверхности

Наиболее напряженным элементом центробежной компрессорной машины является рабочее колесо, состоящее из рабочего и покрывающего дисков и лопаток. Наибольшие напряжения возникают в покрывающем диске. На рис. 181 показано распределение напряжений в покрывающем диске при $u_2 = 250$ *м/сек*,

полученное Г. А. Раером тензометрированием напряжений на вращающемся колесе [IV—6].

Максимальные тангенциальные напряжения на расточке покрывающего диска колеса с клепаными лопатками могут быть выражены формулой

$$\sigma_t = \gamma u_2^2 \left(k_c + k_1 \frac{\gamma_л}{\gamma} z_2 \frac{l_m}{D_2} \frac{\delta_m}{D_2} \frac{b_m}{s_m} \right),$$

где k_c и k_1 — функции D_0/D_2 и формы диска (соотношения толщин $\frac{s_2}{s_0}$ и $\frac{s_1}{s_0}$);

γ и $\gamma_л$ — соответственно удельный вес материала диска и рабочих лопаток;

l_m, δ_m и b_m — соответственно, средние: длина, толщина и ширина лопаток;

s_m — средняя толщина диска;

z_2 — число рабочих лопаток.

Как видно, напряжение σ_t пропорционально квадрату окружной скорости u_2 и удельному весу материала диска. В зависимости от

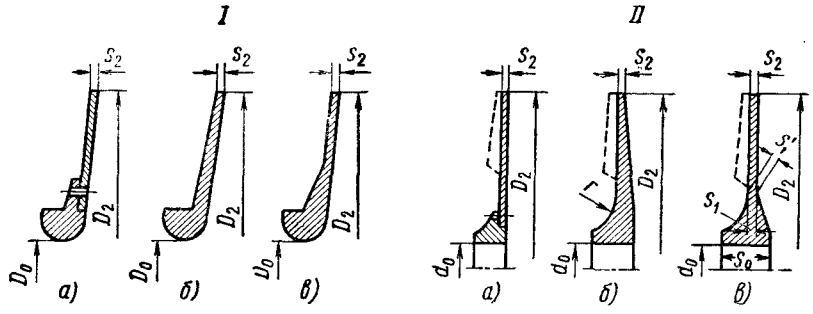


Рис. 182. Конструкции покрывающих (*I*) и рабочих (*II*) дисков:
а — низкие u_2; *б* — средние; *в* — высокие

окружной скорости, размеров и конструкции лопаток применяют различные формы покрывающего и рабочего дисков (рис. 182).

То обстоятельство, что напряжения в дисках пропорциональны $\gamma \cdot u_2^2$, объясняет стремление к использованию высокопрочных дюралевых сплавов и титана для колеса, так как мерилом прочности является не предел текучести σ_s, а отношение σ_s/γ, которое называется удельной прочностью. Как видно из табл. 19, ряд легких сплавов и, особенно, титан имеют более высокую удельную прочность, чем лучшие сорта стали. При этих сплавах возможно достигнуть наибольших окружных скоростей. Недостатком дюралевых сплавов является их малая пластичность, а титана — высокая стоимость.

Таблица 19

Удельная прочность некоторых материалов

Марка сплава или стали	Предел прочности на растяжение σ_b, кг/мм²	Предел текучести σ_s, кг/мм²	Относительное удлинение δ, %	Удельный вес γ, г/см³	Удельная прочность $\frac{\sigma_s}{\gamma}$
Сплавы: АК6	36 –38	28	12	2,8	10
АК8	46	35	10	2,8	12,5
Д16	45	32	10	2,8	11,4
В95	49 —54	42	5—6	2,8	15
Сталь 34ХН3М	90	75	12	7,85	9,6
Титан	100	85	10	4,5	19

Рабочие лопатки выполняют различным образом, в зависимости от напряжений, толщины и способа их соединения с дисками. Распределение напряжений в штампованных лопатках по данным Г. А. Раера показано на рис. 183.

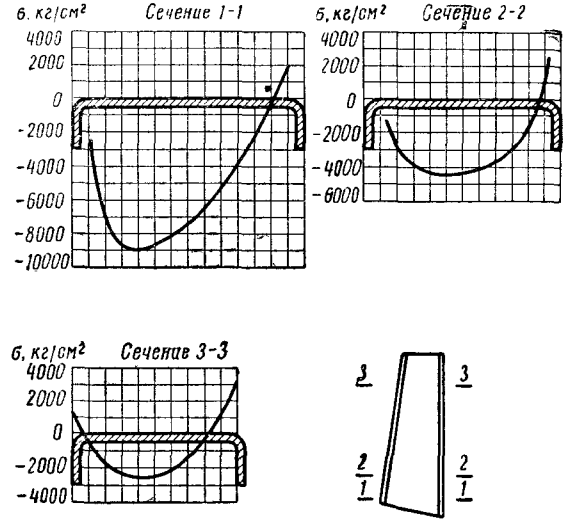


Рис. 183. Распределение напряжений в штампованных лопатках ($D_2 = 1350$ *мм*, $\delta = 6{,}5$ *мм* и $n = 3500$ об/мин)

Для штампованных лопаток максимальные напряжения вблизи входной кромки в первом приближении

$$\sigma = k_0 \gamma_л u_2^2 \frac{r_1}{\delta} \left(\frac{b_1}{D_2}\right)^2 \cos\beta_1,$$

где k_0 — константа.

Напряжения σ пропорциональны удельному весу материала лопаток, квадрату окружной скорости, а также квадрату $\frac{b_1}{D_2}$.

Анализ приведенных формул показывает, что напряжения в геометрически подобных колесах, выполненных из материалов с равным удельным весом, будут при одной и той же окружной скорости одинаковы.

Размеры вала определяются не напряжениями, вызванными изгибом и кручением, а критическим числом оборотов ротора $n_{кр}$.

Расчетный диаметр двухопорного вала $d_в$ (*см*) может быть найден по приближенной формуле, предложенной автором:

$$d_в = k_d (X + 2{,}3) \sqrt[3]{\frac{n_{кр}}{1000} D_{2m}^3},$$

где $k_d = 2{,}0 \div 2{,}2$ (большие значения соответствуют машинам с удлиненными концами валов, например, вследствие специальных уплотнений);

D_{2m}, *м* — среднее арифметическое значений D_2.

Критическое число оборотов для жесткого вала

$$n_{кр} \geqslant (1{,}20 \div 1{,}3)\, n_{max}.$$

Для гибких валов, особенно при больших числах ступеней и диаметрах колес, чтобы получить не слишком высокие

$$\frac{d_в}{D_{2m}} = k_d (X + 2{,}3) \sqrt[3]{\frac{n_{кр}}{1000} D_{2m}}$$

приходится прибегать к низким значениям $n_{кр}$. Наименьшее допустимое значение критической скорости $n_{кр}$ соответствует наибольшему допустимому прогибу вала y_{max}:

$$y_{max} = \frac{0{,}95 \div 1{,}25}{\left(\frac{n_{кр}}{1000}\right)^2} \text{ мм}.$$

Наименьшие значения $n_{кр}$ ограничивают пределом: $n_{кр} \geqslant 1350 \div 1400$ об/мин.

Кроме того, необходимо иметь:

$$n_{кр} \leqslant \frac{n_{min}}{1{,}2 \div 1{,}3}.$$

Опыт показывает, что, начиная с числа оборотов $0{,}8\, n_{кр2}$ (второе критическое число оборотов) и выше, обнаруживаются весьма резкие колебания, которые при отсутствии демпфирующих устройств не прекращаются и при числах оборотов значительно выше $n_{кр2}$.

Критическое число оборотов двухопорного ротора может быть определено по приближенной формуле автора:

$$n_{кр} = A \frac{d_в^3}{\sqrt{P \cdot l^3}},$$

где $d_в$ — расчетный диаметр вала, *см*,

$$d_в = \frac{d_1 + 2d_{max} + d_2}{4};$$

d_{max} — максимальный диаметр вала;

d_1 и d_2 — диаметры соседних участков вала;

l — расстояние между опорами, *м*;

P — вес ротора, *т*.

Коэффициент A — см. табл. 20.

Таблица 20

Коэффициент A в формуле для $n_{кр}$ (средние значения)

Характеристика ротора	A
Одно- или двухколесный	21,50
Трех- или пятиколесный	23,50
Шестиколесный и более	25,00

Для приближенной оценки второго критического числа оборотов может служить соотношение

$$\frac{n_{кр2}}{n_{кр1}} = 3{,}6 \div 3{,}9.$$

Если $n_{кр1}$ и n значительно (в несколько раз) отличаются друг от друга, то необходимо более точным методом найти второе критическое число оборотов $n_{кр2}$ и обеспечить соотношение:

$$n_{max} \leqslant \frac{n_{кр2}}{1{,}2 \div 1{,}3}.$$

Диаметр шейки вала $d_ш$ следует принимать возможно меньшим, так как расход масла и потери в опорных подшипниках пропор-

циональны кубу диаметра вкладыша. Из условия напряжений на кручение

$$d_ш = \frac{79{,}1}{\sqrt[3]{\tau_{ср}}} \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 10 \sqrt[3]{\frac{N}{n}},$$

где $\tau_{ср} \approx 500 \frac{кГ}{см^2}$ — допускаемое напряжение на кручение.

ПОТЕРИ НА УТЕЧКИ И ТРЕНИЕ ДИСКОВ. ОСЕВОЕ УСИЛИЕ

Утечки через лабиринтные уплотнения. Утечки газа возникают в местах зазоров между вращающимися элементами ротора и неподвижными деталями корпуса. Утечки происходят через уплотнения: покрывающего диска и вала (см. рис. 142), думмиса (разгрузочного поршня) и вала (где он выходит за пределы корпуса).

Обычно лабиринтные уплотнения конструируют так, чтобы размеры камеры между двумя соседними гребнями были бы велики по сравнению с зазором s (см. рис. 142). В этом случае под каждым гребнем происходит адиабатическое истечение, сопровождающееся падением давления и температуры и нарастанием скорости до величины $c = \frac{G_{пр} \cdot v}{\mu \cdot f}$ (μ — коэффициент сжатия струи, f — сечение щели под гребнем). В камере между двумя соседними гребнями происходит почти полное затухание накопленной скорости и восстановление температуры.

При числе гребней $Z = 3$ и выше независимо от величины p/p_a (p и p_a — давление после и до уплотнения) расход через уплотнение может быть вычислен с достаточной точностью по формуле Стодола:

$$G_{пр} = \bar{\alpha} \cdot f \sqrt{g \frac{p_a^2 - p^2}{Z p_a \cdot v_a}} \quad кГ/сек,$$

которую полезно представить в таком виде (полагая $\pi \sqrt{g} \cdot \frac{1}{10} \approx 1{,}0$):

$$G_{пр} = \bar{\alpha} D \cdot s \sqrt{\frac{1 + p/p_a}{Z}} \cdot \sqrt{\gamma_a (p_a - p)} \quad кГ/сек,$$

где D — диаметр уплотнений, $м$;
s — радиальный зазор под гребнем, $мм$;
Z — число гребней;
p и p_a, ama; γ_a, $кГ/м^3$.

Коэффициент расхода $\bar{\alpha}$ отражает не только влияние коэффициента сжатия μ; он учитывает все особенности конструкции уплотнения.

Для ступенчатого уплотнения можно принять $\bar{\alpha} = 0{,}7$.

В гладком лабиринте кинетическая энергия частично сохраняется, в связи с чем расход через уплотнение повышается. Чтобы оценить степень увеличения протечек в гладких лабиринтных уплотнениях, пользуются кривыми Эгли (рис. 184), показывающими зависимость отношения $\frac{\bar{\alpha}_{гл}}{\bar{\alpha}_{ст}}$ от $\frac{s}{\Omega}$ (Ω — шаг гребней) и Z. При среднем значении $\frac{s}{\Omega} = 0{,}05$ и $Z = 4$ расход через гладкие уплотнения в $1^1/_2$ раза больше, чем в ступенчатых. Применение гладких уплотнений на покрывающем диске может быть оправдано при больших значениях b_2/D_2 и c_{2r}/u_2 или опасности загрязнения лабиринтных камер.

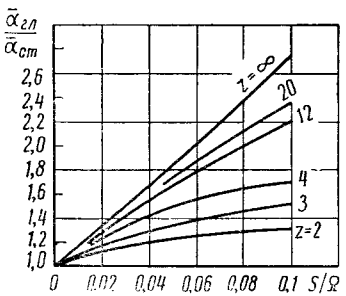


Рис. 184. Зависимость отношений $\frac{\alpha_{гл}}{\alpha_{ст}}$ от $\frac{s}{\Omega}$ и числа гребней (по Эгли)

Из формулы (IV — 46) видно, что протечки через лабиринты колеса возрастают от I ступени к последней, поэтому выполнение и поддержание в эксплуатации малых зазоров s особенно важно для хвостовых ступеней компрессоров.

При выборе числа гребней Z необходимо считаться с назначением уплотнений и их расположением; не рекомендуется $Z < 4$ и неэффективно допускать $Z > 30$ (для думмиса).

При конструировании уплотнений необходимо учитывать также следующее:

1) для уменьшения коэффициента расхода $\bar{\alpha}$ кромка гребня со стороны потока должна иметь острую прямоугольную форму; при слабом скруглении входной кромки коэффициент расхода возрастает на 20—25%;

2) толщина гребня $\Delta_{гр}$ (см. рис. 142) должна быть возможно меньшей, что снижает расход и предохраняет части ротора от опасного разогревания при задевании гребней;

3) эксцентричное расположение вращающейся детали увеличивает протечки;

4) минимальное значение зазора

$$s = 0{,}2 + 0{,}6 \frac{D}{1000} \quad мм,$$

где D — диаметр уплотнений, $мм$,

5) оптимальное значение $\frac{\Omega}{s}$ составляет 2 — 6, т. е. целесообразно применять большое количество узких камер, чем небольшое число широких.

Потери на трение дисков колеса. Потери на трение дисков определяются по формуле (IV — 47), полученной нами на основании

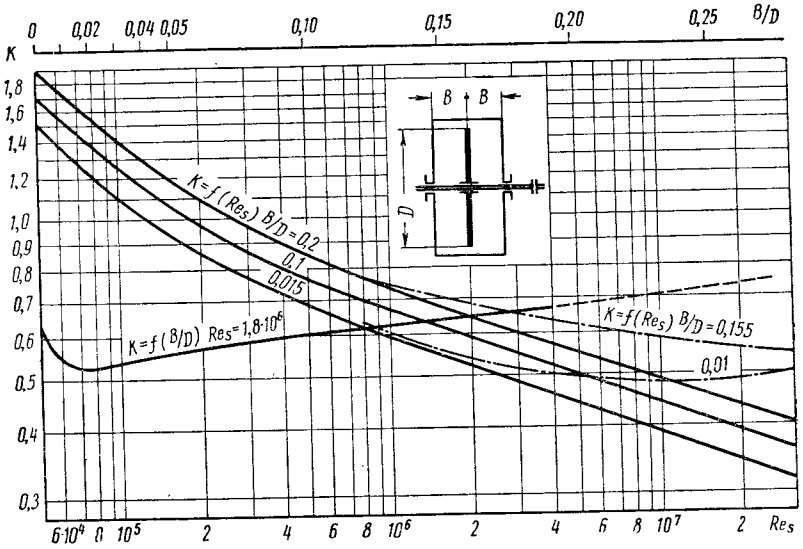


Рис. 185. Зависимость коэффициента трения K от числа Рейнольдса Re_s и бокового зазора $\frac{B}{D_2}$: —— гладкие; — · — · — шероховатые диски

последних опытов Зумбуша. В общем случае результаты измерений Зумбуша выражаются зависимостью:

$$N_{тр} = K \cdot \gamma_2 \cdot D_2^5 \left(\frac{u_2}{100}\right)^3 \cdot \left(1 + \frac{5e}{D_2}\right) \text{ квт.}$$

Коэффициент K (рис. 185) зависит от числа Рейнольдса $Re_s = \frac{D_2 \cdot u_2}{2\nu_2}$, отношения бокового зазора B между диском и корпусом к диаметру D_2 и шероховатости поверхности дисков.

Для гладких шлифованных дисков коэффициент K с возрастанием числа Рейнольдса непрерывно падает. Оптимальное значение бокового зазора B/D_2 составляет 0,01—0,02; при дальнейшем уменьшении B/D_2 (ниже 0,01) или увеличении сверх 0,03 потери на трение возрастают.

Для шероховатых дисков (обточенных, но не шлифованных) коэффициент K значительно возрастает в зоне больших значений Re_s и слабо зависит от него. Поэтому, учитывая, что в отличие от центробежных насосов числа Рейнольдса центробежных компрессорных машин весьма велики и меняются в пределах $3 \cdot 10^6$ до $3 \cdot 10^7$, а также исходя из величины бокового зазора B/D_2 от 1 до 3%, можно для шероховатых дисков пренебречь зависимостью K от Re_s и принять для K округленное значение 0,51. Для величины e (суммарная толщина дисков на наружной периферии) можно принять $e/D_2 = 0{,}01$. Поэтому в формуле (IV — 47) нами принят для шероховатых дисков численный коэффициент 0,54.

Из формулы (IV — 48) видно, что наибольшие относительные потери на трение дисков получаются при малых $\frac{b_2}{D_2}$ и $\frac{c_{2r}}{u_2}$. Для снижения этих потерь рекомендуется шлифовать наружные поверхности дисков (при $Re_s = 2 \cdot 10^7$ потери уменьшаются в $1^1/_2$ раза) на кольцевой поверхности от $0{,}7D_2$ до D_2.

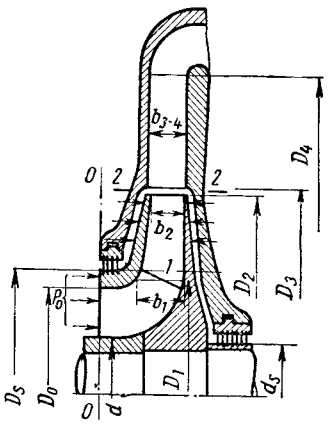


Рис. 186. К определению осевого усилия

Осевое усилие и его уравновешивание. Колесо с односторонним всасыванием испытывает осевое усилие, вызванное, в основном, неравномерным распределением давления на отдельные поверхности дисков.

Осевое усилие R_x (будем считать его положительным, если оно направлено в сторону всасывания) складывается из трех сил: R_{nx} воздействия потока при прохождении его через колесо, R_2 и R_1, действующих соответственно на внешние поверхности рабочего и покрывающего дисков.

Для определения силы R_{nx} воспользуемся уравнением количества движения применительно к газовому контуру, ограниченному сечениями *0—0* и *2—2* и внутренними стенками колеса (рис. 186). Пренебрегая силами трения и считая, что поток при выходе направлен в плоскости вращения, получим:

$$R_{nx} = -p_0 \frac{\pi}{4}(D_0^2 - d^2) - \frac{G}{g} c_0.$$

Как видно, поток воздействует на колесо с усилием, направленным в сторону нагнетания. Для вычисления сил R_2 и R_1 необходимо знать закон изменения давления вдоль радиуса на наружных поверх-

ностях обоих дисков. Обычно в литературе допускается, что давление на обе наружные поверхности падает от p_2 на диаметре D_2 к центру колеса по закону параболоида. В таком случае вдоль кольцевой площади $\frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_s^2)$ силы с обеих сторон колеса уравновешиваются. В действительности, как показали опыты НЗЛ, давления вдоль рабочего и покрывающего дисков распределяются неодинаково. Для каждого из дисков давление меняется вдоль окружности и радиуса по своему закону. Особенно существенная разница получается при наличии бездиффузорной улитки. Тем не менее, учитывая сложность вопроса, будем исходить из общепринятых допущений. В таком случае, для силы R_1 достаточно учесть составляющую $R_1 = \frac{\pi}{4}(D_s^2 - D_0^2)\, p_0$. Для вычисления силы R_2 примем, что на площадь рабочего диска $\frac{\pi}{4}(D_s^2 - d_s^2)$ действует постоянное давление p_s и, следовательно, $R_2 = \frac{\pi}{4}(D_s^2 - d_s^2)\, p_s$.

При вычислении давления в зазоре между диском и корпусом допускают, что поток в нем вращается с угловой скоростью $\omega' = \frac{1}{2}\omega$. Тогда:

$$p_s = p_2 - \gamma_m \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{u_2^2 - u_s^2}{2g}.$$

На основании изложенного ссевое усилие $R_x = R_{nx} + R_2 - R_1$

$$R_x = \frac{\pi}{4}(D_s^2 - d_s^2)\, p_2 - \frac{\pi}{4}(D_s^2 - d^2)\, p_0 - \gamma_m \left(\frac{u_2}{10}\right)^2 D_2^2 \left(1 - \frac{D_s^2}{D_2^2}\right) \cdot \left(\frac{D_s^2}{D_2^2} - \frac{d_s^2}{D_2^2}\right) - \frac{G}{g} c_0.$$

При изменении режима работы осевое усилие меняется, с уменьшением производительности оно возрастает.

Осевое усилие одноступенчатого нагнетателя с односторонним всасыванием может быть уравновешено упорным подшипником.

В многоступенчатых машинах осевое усилие может достигнуть значительной величины; его уравновешивают разгрузочным поршнем (думмисом). Думмис представляет собой диск, расположенный за последним колесом. Внутренняя сторона диска находится под давлением нагнетания, внешняя — под давлением всасывания. При соответствующем подборе размеров думмис создает силу, равную (или близкую) осевому усилию и противоположно направленную.

Остаток неуравновешенного усилия (на расчетном режиме или при переменном V) воспринимается упорным подшипником.

Для уменьшения утечек через думмис его наружную поверхность выполняют с большим числом лабиринтных уплотнений.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН

На основании приведенных ранее замечаний можно сформулировать следующие важные принципы проектирования.

1. Для уменьшения габаритов и веса машины и повышения к. п. д. следует избегать применения в I ступени колес с низкой относительной шириной b_2/D_2 (ниже 0,02—0,04). Если применение узких колес необходимо для снижения числа оборотов (например, для исключения редукторной передачи), то нельзя принимать b_2/D_2 ниже 0,02. Более низкие значения вызывают снижение к. п. д. Для безлопаточного диффузора следует исходить из $(b_2/D_2)_{\min} = 0{,}03$.

Указывалось, что при обычных высоких окружных скоростях (270—290 *м/сек*) значения b_2/D_2 выше 0,07—0,075 трудно получить по соображениям прочности; значения выше 0,07—0,12 (при низких u_2) при непространственных лопатках могут вызвать ухудшение внутреннего к. п. д.

2. Проектирование многоступенчатых центробежных компрессорных машин для существенно меньших окружных скоростей, чем это обусловливается прочностью и влиянием числа M_{c2} на к. п. д., как правило, не оправдывается и вызывает увеличение диаметра колес и числа ступеней. Пониженные окружные скорости можно применять только для избежания редукторной передачи в машинах малой мощности, основные требования к которым сводятся к простоте конструкции и ее дешевизне.

3. Колеса насосного типа не следует применять в качестве первых колес многоступенчатой машины, так как при этом существенно возрастает диаметр колес. Исключения могут быть допущены:

а) при производительности ниже 50 *м³/мин*, когда абсолютные размеры колес оказываются незначительными, а обеспечиваемое ими снижение числа оборотов дает возможность выбрать более экономичный редуктор;

б) при малой скорости звука $a_2 = \sqrt{gkRT_2}$, когда достигается выигрыш в величине $u_{2\max}$ (формула IV — 61).

Колеса насосного типа выгодно применять в хвостовых ступенях машины, где фактическая объемная производительность при выходе из колеса $\frac{V}{k_{v2}}$ может быть значительно меньше, чем при входе в первое колесо.

Чем выше отношение давлений и меньше показатель адиабаты, тем целесообразнее использовать (по мере увеличения номера ступени) колеса с низкими значениями $\frac{c_{2r}}{u_2}$ и β_2.

В последних ступенях прибегают также и к снижению окружной скорости.

4. Колеса авиационного типа с покрывающими дисками (а иногда и колеса полуоткрытого типа) целесообразно применять для сжатия легких газов, при которых допускаются по условиям M_{c2} более высокие u_2. Например, для сжатия коксового газа ($R = 72$, $T_н = 308°$, $k = 1{,}36$) при отношении давлений $\varepsilon = 4$ даже для умеренных окружных скоростей $u_2 = 340$—350 *м/сек* возможно ограничиться пятью ступенями с закрытыми колесами авиационного типа, тогда как для колес компрессорного типа при $u_2 = 280$ *м/сек* понадобилось бы не менее десяти ступеней и, следовательно, двухкорпусное исполнение.

В некоторых случаях целесообразно применять колеса авиационного типа в высоконапорной одноступенчатой машине (при напорах $h_{эф} \leqslant 8000$ *кГм/кГ*), а также в I ступени обычных воздушных компрессоров.

5. Применяя титановые сплавы (например, типа ВТ3), можно выполнить рабочие колеса компрессорного и насосного типа с окружными скоростями до 400 *м/сек*. При сжатии легких газов, допускающих по условиям M_{c2} повышенные u_2, это может оказаться эффективным.

Большим преимуществом титановых сплавов является также их высокая коррозионная стойкость.

6. Для машин с электроприводом часто применяют редукторы.

Целесообразность редукторных передач видна из формулы (IV — 17). Чем ниже производительность V, тем выше требующиеся при заданных u_2, $\frac{b_2}{D_2}$ и $\frac{c_{2r}}{u_2}$ числа оборотов. При $u_2 = 285$ *м/сек*, $\frac{b_2}{D_2} = 0{,}05$ и $\frac{c_{2r}}{u_2} = 0{,}25$ и производительностях ниже 2400 $м^3/мин$ число оборотов больше 3000 об/мин, в связи с чем при электрическом приводе применяют ускоряющий редуктор. Для производительностей 500 $м^3/мин$ и 100 $м^3/мин$ требуемые числа оборотов при указанных данных составляют соответственно 6500 и 14500 об/мин. Для производительности 100 $м^3/мин$ и достаточно большом напоре при отсутствии редуктора (т. е. 3000 об/мин вместо 14500 об/мин) даже при снижении b_2/D_2 до 0,02 необходимо уменьшить u_2 до 135 *м/сек*. В связи с этим число ступеней увеличится в 4 $^1/_2$ раза, а диаметр колес — с 375 *мм* до 860 *мм*.

Вес редуктора составляет обычно лишь 10—20% от веса всего агрегата.

Ниже рассмотрим только те вопросы проектирования центробежных компрессорных машин, которые связаны с определением важнейших величин: числа ступеней, числа оборотов, основных параметров колеса и т. д.

Как было указано, для расчета центробежных компрессорных машин необходимы объемная V или весовая G производительности, конечное давление $p_к$, начальное состояние газа (давление $p_н$, температура $t_н$ и относительная влажность $\varphi_н$), состав газа или его газовая постоянная R и показатель адиабаты k.

На основании этих величин для неохлаждаемой машины (нагнетатель) определяют эффективный напор и потребляемую мощность:

$$H_{эф} = RT_н\sigma\left[\left(\frac{p_к}{p_н}\right)^{\frac{1}{\sigma}} - 1\right] = R\sigma\Delta t,$$

$$N = \frac{GH_{эф.}}{102\eta_{пол}} + N_{мех},$$

где $\sigma = \frac{k}{k-1}\eta_{пол}$.

Для охлаждаемой машины (компрессор) необходимо определить отношения давлений в секциях и рассматривать компрессор как совокупность последовательно работающих неохлаждаемых машин.

Выбор числа ступеней, параметров колеса и т. д. зависит от того, задано ли число оборотов или оно может быть принято в соответствии с требованиями рационального исполнения машины.

Порядок расчета, если n не задано

Прежде всего выбирают тип колеса: компрессорный, насосный или авиационный.

В большинстве случаев в первой группе ступеней целесообразно применять колеса компрессорного типа с выходными углами лопаток $\beta_2 = 42$—$48°$ и $\frac{c_{2r}}{u_2} = 0{,}22$—$0{,}25$ для лопаточного диффузора и $\frac{c_{2r}}{u_2} = 0{,}25$—$0{,}32$ для безлопаточного.

Решающее значение имеет выбор окружной скорости, которая в зависимости от числа M_{c2} определяется формулой (IV — 61). В первом приближении для колес компрессорного типа в среднем:

$$u_2 = 2{,}6\sqrt{kRT_н}. \qquad \text{(IV-129)}$$

По условиям прочности окружная скорость u_2 для стальных колес не должна превышать 270—290 *м/сек* и в исключительных слу-

чаях 310 *м/сек*. Для открытых колес авиационного типа допускаются u_2 до 350—450 *м/сек*.

Определив теперь коэффициент напора

$$\chi = \frac{\eta_h}{g}\left(k_z - \frac{c_{2r}}{u_2}\operatorname{ctg}\beta_2\right), \qquad \text{(IV—130)}$$

можно найти требуемое число ступеней

$$X' = \frac{H_{эф}}{\chi u_2^2}. \qquad \text{(IV—131)}$$

Округляя X' до целого, получим уточненное значение u_2:

$$u_2 = \sqrt{\frac{H_{эф}}{\chi X}}. \qquad \text{(IV—132)}$$

Требуемое число оборотов из (IV — 17)

$$n = 33{,}9\sqrt{\frac{\tau_2 k_{v2}\frac{b_2}{D_2}\cdot\frac{c_{2r}}{u_2}u_2^3}{V}}. \qquad \text{(IV—133)}$$

Диаметр колеса

$$D_2 = \frac{60\cdot u_2}{\pi\cdot n}. \qquad \text{(IV—134)}$$

Порядок расчета, если *n* задано

В рассматриваемом случае также целесообразно начать расчет с определения максимально допустимой окружной скорости (по условиям M_{c2} и прочности).

Пользуясь уравнениями (IV — 130 и IV — 131), находим минимальное число ступеней и по уравнению (IV — 132) — уточненную окружную скорость. Далее проверяем полученное значение $\frac{b_2}{D_2}$:

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{V\left(\frac{n}{33{,}9}\right)^2}{\tau_2 k_{v2}\frac{c_{2r}}{u_2}u_2^3}. \qquad \text{(IV—135)}$$

Если значение b_2/D_2 меньше 0,02—0,04, то, чтобы избежать существенного понижения к.п.д., следует снизить окружную скорость, т. е. увеличить число ступеней. Тогда окружная скорость должна быть определена по уравнению (IV — 18):

$$u_2' = \sqrt[3]{\frac{V\left(\frac{n}{33{,}9}\right)^2}{\tau_2 k_{v2}\frac{c_{2r}}{u_2}\frac{b_2}{D_2}}}. \qquad \text{(IV—136)}$$

Здесь значение b_2/D_2 следует принять как наименьшее, допустимое по условиям для к. п. д. Число ступеней

$$X' = \frac{H_{эф}}{\chi u_2^2}.$$

Полученное значение X' округляется до ближайшего большего целого числа X во избежание уменьшения отношения $\frac{b_2}{D_2}$ в сравнении с принятым в расчете. Окончательная величина окружной скорости

$$u_2 = \sqrt{\frac{H_{эф}}{X\chi}}.$$

Диаметр колеса, как и ранее, определяется по формуле (IV—134).

Из выражения (IV — 136) следует, что чем ниже объемная производительность V и заданное число оборотов n, тем меньше окружная скорость и больше число ступеней.

Поясним это на следующем примере: $V = 150$ *м³/мин* (2,5 *м³/сек*), $p_к = 2{,}3$ *ата*, $p_н = 1{,}0$ *ата*, $t_н = 20°$ С, $R = 29{,}4$, $k = 1{,}4$. Примем привод нагнетателя непосредственно от электродвигателя с числом оборотов $n = 2950$ об/мин.

При $\eta_{пол} = 0{,}83$ $H_{эф} = 8350$. По уравнению (IV — 129) $u_2 = 286$ *м/сек*. Примем $u_2 = 280$ *м/сек*. Выбирая $\beta_2 = 45°$, $\frac{c_{2r}}{u_2} = 0{,}24$, $z_2 = 16$ и $\eta_h = 0{,}85$, находим $\chi = 0{,}055$, откуда $X' = 1{,}94$.

Принимаем наименьшее число ступеней $X = 2$ и соответствующее значение $u_2 = 276$ *м/сек*. Относительная ширина колеса $\frac{b_2}{D_2}$ равна 0,0035, что совершенно неприемлемо. Поэтому берем с учетом не очень резкого понижения к. п. д. наиболее низкое значение $\frac{b_2}{D_2} = 0{,}03$, находим $X' = 8{,}5$. Принимая окончательно $X = 8$, получим $u_2 = 138$ *м/сек* и $D_2 = 900$ *мм*.

В рассмотренном случае при $X = 2$ оптимальное число оборотов по уравнению (IV — 133) составляет $n = 13000$ об/мин (при $\frac{b_2}{D_2} = 0{,}066$), откуда $D_2 = 400$ *мм*. Этот пример показывает целесообразность привода через повышающую зубчатую передачу. Число ступеней уменьшается в четыре раза, а диаметр колеса в два с лишним раза. Зубчатая передача относительно мало влияет на общие размеры и вес установки. Машина, выполненная с оптимальным числом оборотов, имеет значительно меньшие вес и размеры и более высокий к. п. д. В современных турбинных зубчатых передачах при мощности свыше 500 *квт* к. п. д. достигает 98—99%.

Влияние удельного веса

Основные размеры центробежных компрессоров существенно зависят от удельного веса газа $\gamma_{0°,760}$ или газовой постоянной сжимаемой среды

$$R = \frac{10330}{\gamma_{0°,760} \cdot 273} = \frac{37{,}9}{\gamma_{0°,760}}. \qquad \text{(IV—137)}$$

Чем легче газ, тем выше его газовая постоянная и больше требуемый эффективный напор:

$$H_{эф} = RT_{н}\eta_{пол}\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p_к}{p_н}\right)^{\frac{k-1}{k\eta_{пол}}} - 1\right].$$

Рассмотрим пример: $\varepsilon = 2{,}5$, $T_н = 290°$, $\eta_{пол} = 0{,}83$ и $\chi = 0{,}054$. Соответствующие значения $H_{эф}$ и требуемое число ступеней приведены в табл. 21.

Таблица 21

Влияние удельного веса газа $\gamma_{0°,760}$ на требуемое число ступеней (принято $\varepsilon = 2{,}5$, $T_н = 290°$ К, $\eta_{пол} = 0{,}83$ и $\chi = 0{,}055$)

Газ	$\gamma_{0°,760}$	R	k	$H_{эф}$	Число ступеней при $u_2 = 280$ м/сек
Воздух	1,293	29,3	1,4	9400	2
Коксовый	0,525	72	1,36	22000	5
Гелий	0,178	212	1,66	71500	17
Водород	0,09	421	1,41	134500	32

Для сжатия таких легких газов, как гелий и водород, даже при небольших отношениях давлений приходится прибегать к многоцилиндровым конструкциям (в нашем случае 3 цилиндра для гелия и 4 — для водорода). Поэтому применение центробежных компрессоров для сжатия легких газов не всегда оправдано.

При сжатии тяжелых газов, например фреонов, эффективный напор резко уменьшается по сравнению с воздухом. Для фреона-11 ($R = 6{,}17$, $k = 1{,}1$) эффективный напор при отношении давлений до $\varepsilon = 8$ не превышает примерно 3700 кГм/кГ.

Отсюда может создаться впечатление, что для указанных отношений ε достаточно одной ступени. Однако этому препятствуют: высокие числа M_{c2} и резкое уменьшение удельного объема в процессе сжатия.

По условиям M_{c2} (табл. 21) допустимые окружные скорости для фреона-11 составляют 107—116 м/сек для компрессорных колес и 138—143 м/сек для насосных. Следовательно, напор на одну ступень для этих типов колес соответственно равен 600—700 кГм/кГ и 850—1000 кГм/кГ, тогда как для воздуха допустимы напоры 4000—4500 кГм/кГ. Отсюда видно, что несмотря на сравнительно низкий общий напор $H_{эф}$ машины для сжатия тяжелых газов должны быть многоступенчатыми. В случае выполнения машины одноступенчатой не только снизится к. п. д., но резко уменьшится удельный объем в процессе сжатия, вследствие чего отношение b_1/b_2 будет недопустимо большим.

Высокое соотношение b_1/b_2 обусловливает применение пространственного типа колеса, при котором движение становится диагональным, что также содействует повышению потерь и снижению к. п. д.

Следовательно, для сжатия тяжелых газов при небольших производительностях следует применять колеса насосного типа. Для средних и высоких производительностей могут быть использованы в I ступени — компрессорные колеса, а во II и последующей ступенях — насосные с постепенно уменьшающимся диаметром.

Проектирование по методу подобия

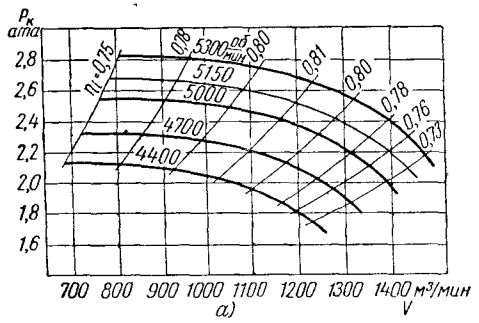
Метод подобия наиболее надежен для проектирования, если имеется отработанный образец с достаточно высоким к. п. д. и отношением давлений, близким к требуемому. Как было показано выше, основное условие подобия двух машин при равенстве показателей адиабат $k^* = k$ состоит в равенстве их отношений давлений. Поэтому следует найти соответствующий прототип и пересчитать его характеристики на различное число оборотов; при этом отношение давлений вновь проектируемой машины должно соответствовать средней области характеристик.

Рассмотрим простейший случай, когда показатели адиабат прототипа и новой машины одинаковы. Будем считать, что характеристики прототипа известны или даны в форме зависимостей (рис. 187, *а*) конечного давления $p_к$, мощности N_i и к. п. д. $\eta_{пол}$ от производительности V, отнесенной к условиям всасывания при различных числах оборотов n и определенных значениях газовой постоянной R, температуры всасывания $T_н$ и давления всасывания $p_н$.

Определяем эквивалентное давление нагнетания образца из уравнения (IV — 86):

$$p_к = \frac{p_н}{p^*_н} \cdot p^*_к. \qquad \text{(IV—138)}$$

Проводим горизонталь (рис. 187, *б*), соответствующую давлению $p_к$, и устанавливаем точку A желательного режима работы, достаточно удаленного от границы помпажа и отвечающего хорошему к. п. д. Пусть режиму A соответствуют параметры: V_A, u_{2A}, n_A и N_{iA}. Тогда для искомого масштабного множителя



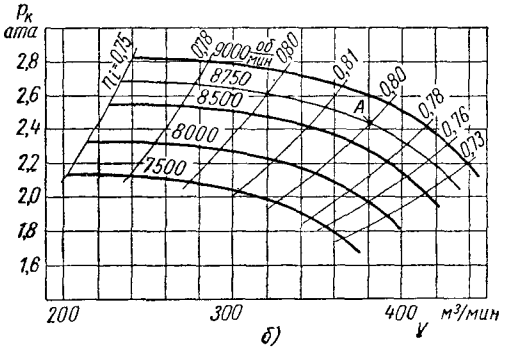


Рис. 187. Характеристики машин:

а — проектируемой $p_н^* = 1{,}01$ *ата*, $t_н^* = 40°$C, $R^* = 30{,}3$ и $k^* = k$; *б* — исходной $p_н = 1{,}0$ *ата*, $t_н = 20°$C, $R = 29{,}4$ и $k = 1{,}4$;

$$i^2 = \frac{V^*}{V_A}\sqrt{\frac{RT_н}{R^*T_н^*}}. \qquad \text{(IV—139)}$$

Диаметр колеса, окружная скорость, число оборотов и мощность проектируемой машины:

$$D_2^* = i \cdot D_2; \qquad \text{(IV—140)}$$

$$u_2^* = u_{2A}\sqrt{\frac{R^* \cdot T_н^*}{RT_н}}; \qquad \text{(IV—141)}$$

$$n^* = \frac{n_A V^*}{i^3 V_A} = \frac{n_A}{i}\sqrt{\frac{R^*T^*}{RT_н}}; \qquad \text{(IV—142)}$$

$$N_i^* = \frac{\gamma_н^*}{\gamma_н} i^5 \left(\frac{n^*}{n_A}\right)^3 N_{iA} = i^2 \frac{p_н^*}{p_н}\sqrt{\frac{R^*T_н^*}{RT_н}}. \qquad \text{(IV—143)}$$

В общем случае число оборотов не может быть получено произвольным:

$$n^* = \left(\frac{R^*T_н^*}{RT_н}\right)^{3/4} \frac{V_A^{1/2} n_A}{V^{*1/2}}. \qquad \text{(IV—144)}$$

Следовательно, при заданном $p_к$ можно изменять n^* в некоторых пределах за счет соответствующего выбора точки A, вдоль горизонтали $p_к = \text{const}$. Число оборотов n^* повышается с увеличением V_A пропорционально $V_A^{1/2} \cdot n_A$. При этом уменьшается i,

т. е. размеры проектируемой машины, но увеличивается u_2^* и, начиная с некоторого значения V_A, снижается к. п. д.

Пользуясь методом подобия, можно рассчитать характеристики новой машины. Для получения характеристик $p_к^*$, $\eta_{пол}^*$ и N_i^* в функции от V^* достаточно помножить абсциссы кривых $p_к - V$, $\eta_i - V$ и $N_i - V$ исходной машины на постоянный множитель $i\sqrt{R^*T_н^*}/\sqrt{R \cdot T_н}$, а ординату соответственно на постоянные множители:

$$\frac{p_н^*}{p_н} \quad \text{и} \quad i^2 \frac{p_н^*}{p_н}\sqrt{\frac{R^*T_н^*}{RT_н}}$$

и вместо указанных на исходной кривой значений n написать новые значения n^* по соотношению:

$$n^* = \frac{n}{i}\sqrt{\frac{R^*T_н^*}{R \cdot T_н}}.$$

Более подробно о методе подобия в случае $k^* \neq k$, а также для охлаждаемых машин изложено в специальной литературе [IV—4].

Рассмотрим следующий пример. Проектируется нагнетатель: $V^* = 1280$ *м³/мин*, $p_к^* = 2{,}45$ *ата* и $p_н^* = 1{,}01$ *ата*, $t_н^* = 40°$ C, $R^* = 30{,}3$ и $k^* = k = 1{,}4$. Примем в качестве исходной машины трехступенчатый нагнетатель с диаметрами колес $D_2 = 560$ *мм* и характеристиками, изображенными на рис. 187, где $p_н = 1{,}0$ *ата*, $t_н = 20°$ C, $R = 29{,}4$ и $k = k^* = 1{,}4$. Эквивалентное $p_к$:

$$p_к = p_н \cdot \varepsilon^* = 1{,}0\frac{2{,}45}{1{,}01} = 2{,}43 \text{ ата}.$$

Выбранному эквивалентному режиму работы (рис. 187, *б*) соответствуют значения: $V_A = 380$ *м³/мин*, $n = 8750$ об/мин и $u_{2A} = 256$ *м/сек*. По уравнению (IV — 139):

$$i = \frac{V^*}{V_A}\sqrt{\frac{RT_н}{R^*T_н^*}} = \frac{1280}{380}\sqrt{\frac{29{,}4 \cdot 293}{30{,}3 \cdot 313}} = 3{,}205,$$

откуда $i = 1{,}79$.

Для величин D_2^*, u_2^* и n^* по уравнениям (IV — 140, IV — 141 и IV — 142) находим:

$$D_2^* = iD_2 = 1{,}79 \cdot 560 = 1000 \text{ мм},$$

$$u_2^* = u_{2A}\sqrt{\frac{R^*T_н^*}{RT_н}} = 256\sqrt{\frac{30{,}3 \cdot 313}{29{,}4 \cdot 293}} = 269 \text{ м/сек},$$

$$n^* = \frac{n_A}{i}\sqrt{\frac{R^*T_н^*}{RT_н}} = \frac{8750}{1{,}79}\sqrt{\frac{30{,}3 \cdot 313}{29{,}4 \cdot 293}} = 5150 \text{ об/мин}.$$

Характеристики новой машины, полученные по вышеприведенным формулам, представлены на рис. 187, *а*.

Механические потери, система смазки. К механическим потерям относятся потери мощности в подшипниках компрессорной машины и в редукторе.

Механические потери при средних и высоких мощностях не превышают 1—3% от мощности агрегата.

Вследствие высокой быстроходности центробежных нагнетателей и компрессоров исполнение и расчет подшипников и масляной системы агрегата имеют большое значение для надежности их работы.

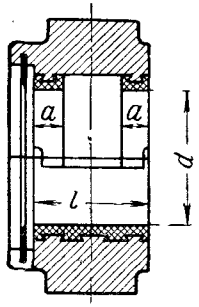


Рис. 188. Схема конструкции опорного вкладыша

Опорные подшипники. Мощность трения $N_{тр}$ в опорном подшипнике может быть подсчитана по формуле, вывод которой основан на допущении малого эксцентриситета шейки вала (при небольших удельных давлениях)

$$N = 86{,}4 d^3 \frac{\mu}{\psi}\left(\frac{n}{1000}\right)^2 \cdot \left(1 + \frac{2a}{l}\right) l\ d\ квт,$$

где μ — абсолютный коэффициент вязкости масла, *кГ/сек/м²*;

d — диаметр шейки вала, *м*;

$\psi = 2\ S/d$ — относительный диаметральный зазор; a и l показаны на рис. 188.

Расход масла по проф. Яновскому М. И. при малом эксцентриситете, сплошном вкладыше ($2a = l$) и угле охвата шейки вкладыша = 180°

$$Q = 0{,}75 \cdot n \cdot d^3 \cdot 1000\psi \cdot l/d\ л/мин.$$

Повышение температуры масла в подшипнике такой же конструкции

$$\Delta t = 3{,}3 \frac{\frac{n}{1000} \cdot 1000\mu}{\gamma \cdot c\,(1000\psi)^2}\ °C,$$

где γ — удельный вес, *кГ/л*;

c — теплоемкость масла, *ккал/кГ °С*.

Значения вязкости и теплоемкости необходимо принимать для средней температуры масла.

Из приведенных формул видно, что мощность трения N и расход масла Q пропорциональны кубу диаметра d шейки; например, при уменьшении d со125 на 100 *мм* потери мощности и расход масла снижаются вдвое. Важное значение имеет относительный зазор ψ: его уменьшение ниже определенного значения вызывает не только

ненужное увеличение N, но и перегрев масла свыше нормальной его величины 10—15°. Для сохранения Δt в необходимых пределах следует увеличивать относительный зазор ψ пропорционально корню из числа оборотов n, т. е. если при $n = 3000$ об/мин можно считать нормальным $\psi = 0{,}001 \div 0{,}002$, то, например, при $n = 15000$ об/мин следует принять $\psi = 0{,}0022 - 0{,}0045$.

Упорные подшипники. Подробный расчет упорных подшипников дан проф. М. И. Яновским. Для получения качественных выводов рассмотрим случай одностороннего упорного подшипника типа Митчеля с центральным углом охвата упорной колодки $\theta = 30°$ и отношением высоты подушки b к начальному радиусу $b/r_0 = 0{,}7$. Используя данные М. И. Яновского (для других значений θ и b/r_0 коэффициенты в приведенных формулах будут другими), получим:

$$N = 10{,}5\, d_0^2 \cdot \frac{n}{1000} \sqrt{\frac{n}{1000} z \mu P}\ квт,$$

$$Q = 1{,}84\,(10 d_0)^4 \frac{n}{1000} \sqrt{\frac{n}{1000} z^3 \mu \frac{1000}{P}}\ л/мин,$$

$$\Delta t = \frac{P}{3000 z d_0^2 \gamma c}\ °C,$$

где d_0 — внутренний диаметр упорной колодки, *м*;

z — число колодок;

n — об/мин;

P — осевое усилие на подшипник, *кГ*;

μ — абсолютный коэффициент вязкости масла, *кГ/сек/м²*.

Мощность трения упорного подшипника пропорциональна квадрату диаметра d_0 (последний близок к диаметру шейки вала) и числу колодок z в степени $^1/_2$.

Расход масла Q пропорционален четвертой степени диаметра d_0 и числу колодок в степени $1^1/_2$. Исходя из нагрева масла $\Delta t = 10 \div 15°$ можно определить минимально допустимое число колодок:

$$z_{min} = \frac{P}{3000 d_0^2 \gamma c \Delta t}.$$

Приведенный краткий анализ работы подшипников показывает, насколько вредна тенденция к выбору размеров подшипника (диаметра шейки d и внутреннего диаметра колодок d_0) с большим запасом против необходимых размеров, определяемых прочностью на кручение и изгиб и средним удельным давлением p_m на вкладыш и колодки. Для опорного вкладыша допустимые значения p_m составляют 10—15 *кГ/см²*, для упорного $p_m = 20 \div 25$ *кГ/см²*.

Отметим, что завышенные значения d и d_0 особенно неприятны в больших агрегатах, так как увеличенный в несколько раз расход

масла вызывает необходимость в излишней емкости масляного бака, а также возрастают размеры и число маслоохладителей, маслопровода и арматуры и, наконец, мощность масляных насосов.

Механические потери в редукторе. Механические потери в редукторе в основном складываются из потерь в подшипниках; потери

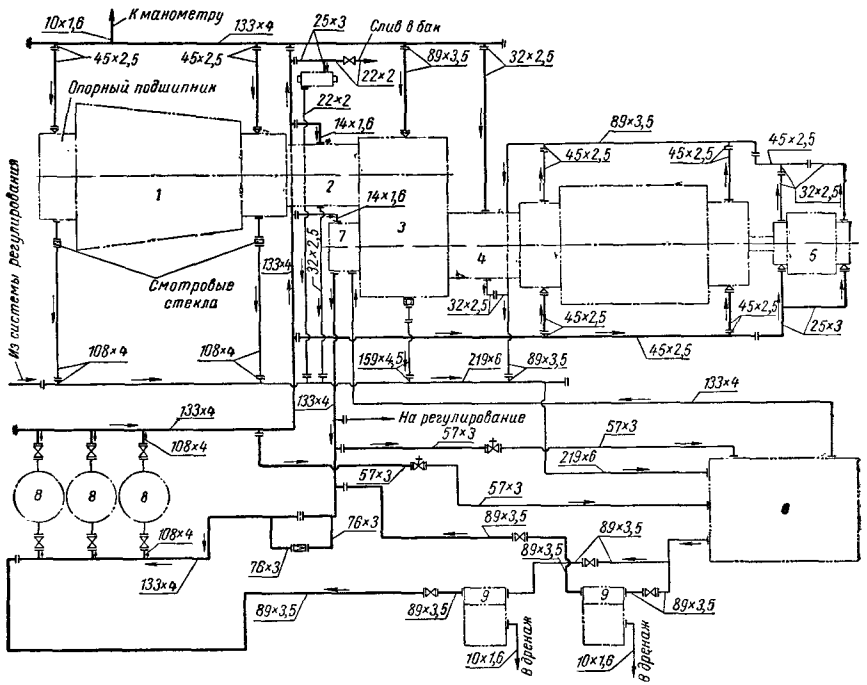


Рис. 189. Масляная система компрессора НЗЛ типа К-1500-61-2:

1 — компрессор, *2* и *4* — кожухи соединительных муфт, *3* — редуктор, *5* — возбудитель электродвигателя, *6* — масляный бак, *7* — главный зубчатый масляный насос, *8* — маслоохладитель, *9* — вспомогательные масляные насосы

на трение в зацеплении при высокой точности изготовления зубчатой пары незначительны.

Обработка данных испытания 10 различных типов редукторов НЗЛ показала, что суммарные потери в редукторе с достаточным приближением равны сумме механических потерь в его подшипниках. Редукторы были рассчитаны для мощностей от 100 до 4000 *квт* и чисел оборотов шестерни от 4800 до 16800 об/мин. К. п. д. редуктора мощностью 100 *квт* с числом оборотов шестерни 7000 в минуту составил 94%. К. п. д. остальных редукторов (мощностью от 650 до 4000 *квт*) — 98—99%.

Система смазки. Масляная система центробежных нагне и компрессоров выполняется принудительной, циркуляци

Масло всасывается главным масляным насосом из бак фильтры и обратный клапан и нагнетается с давлением около 5 под этим давлением оно поступает в систему автоматическог лирования машины. Остальной поток масла проходит чер циальный редукционный клапан и подается для смазки под ков агрегата и зубчатой пары редуктора под давлением 0,8 *кГ/см²*. По пути к подшипникам масло проходит через м ладители, где отдает свое тепло циркулирующей по трубка Отработавшее в системе смазки масло самотеком сливается в ный бак.

Для подачи масла в периоды пуска и остановки агрегат навливают пусковой масляный насос с приводом от электродв переменного тока, а в особо ответственных случаях также и ный насос с приводом от электродвигателя постоянного то

Схема смазки мощного компрессора показана на рис.

Масляные насосы применяют обычно зубчатого типа, центробежного. Главный масляный насос почти всегда при во вращение от вала колеса редуктора или компрессорной м

Емкость масляного бака

$$V_б = \frac{60 \cdot Q}{1000 \cdot K}\ м^3,$$

где Q — расход масла, *л/мин*;

K — кратность циркуляции масла, принимаемая в п 8—15.

ПРИМЕР РАСЧЕТА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

Общие замечания

Размеры проточной части, обеспечивающей заданную х ристику машины, можно определить разными методами, пр рых получаются близкие к. п. д., но разные конструктивны и другие данные.

Теоретически до сего времени невозможно оценить поте шине, а следовательно, и ее к. п. д., и, таким образом, уст в каждом отдельном случае оптимальные размеры и формы ной части новой машины. В случаях, когда они не могут бы делены методом подобия, можно использовать опытные по к. п. д. аналогичных машин. В ответственных случаях пр неизученных формах проточной части для опытной пров газодинамических характеристик прибегают к моделиров

Рассчитаем проточную часть нагнетателя, предназначенного для работы, при следующих данных.

Производительность, отнесенная к 0° С и 760 *мм* рт. ст.; $V_g = 250$ *нм³/мин*.

Конечное давление (при выходе из нагнетательного патрубка) $p_к = 2{,}3$ *ата*.

Среда — воздух ($R = 29{,}4$ и $k = 1{,}4$).

Начальное состояние (при входе во всасывающий патрубок): давление $p_н = 1{,}0$ *ата*, температура $t_н = 20°$ С, относительная влажность 50%.

Привод нагнетателя от электродвигателя.

Определение основных величин

Вычислим вначале объемную производительность V, повышение температуры Δt и напор $H_{эф}$,

$$V = V_g \frac{1{,}033 \cdot T_н}{p_н \cdot 273} = 250 \frac{1{,}033 \cdot 293}{1{,}0 \cdot 273} = 278\ м^3/мин,$$

или

$$V = \frac{278}{60} = 4{,}63\ м^3/сек.$$

Для вычисления Δt примем значение политропического к. п. д. $\eta_{пол} = 0{,}82$. Тогда:

$$\sigma = \eta_{пол} \cdot \frac{k}{k-1} = 0{,}82 \frac{1{,}4}{1{,}4-1} = 2{,}87.$$

Для Δt получим:

$$\Delta t = T_н\left[\left(\frac{p_к}{p_н}\right)^{\frac{1}{\sigma}} - 1\right] = 293\,(2{,}3^{\frac{1}{2{,}87}} - 1) = 98{,}5°.$$

Эффективный напор

$$H_{эф} = R\sigma\,\Delta t = 29{,}4 \cdot 2{,}87 \cdot 98{,}5 = 8300\ кГм/кГ.$$

Примем колеса компрессорного типа, для которых

$$\beta_2 = 45°, \quad \frac{c_{2r}}{u_2} = 0{,}24, \quad z_2 = 18 \text{ и } \frac{b_2}{D_2} = 0{,}06.$$

Определяем k_z, φ_2 и χ:

$$k_z = 1 - \frac{\pi}{z_2}\sin\beta_2 = 1 - \frac{\pi}{18} \cdot 0{,}707 = 0{,}877;$$

$$\varphi_2 = k_z - \frac{c_{2r}}{u_2}\operatorname{ctg}\beta_2 = 0{,}877 - 0{,}24 \cdot 1{,}0 = 0{,}637;$$

$$\chi = \frac{\eta_h}{g}\varphi_2 = \frac{0{,}845}{9{,}81}0{,}637 = 0{,}0547,$$

где $\eta_h = (1 + \beta_{пр} + \beta_{тр})\,\eta_{пол} = 1{,}03 \cdot 0{,}82 = 0{,}845$ (значение $\beta_{пр} + \beta_{тр} = 0{,}03$ принято предварительно).

Определим ориентировочно u_2 по уравнению (IV—129):

$$u_2 = 2{,}6\sqrt{k \cdot RT_н} = 2{,}6\sqrt{1{,}4 \cdot 29{,}4 \cdot 293} = 286\ м/сек.$$

Примем $u_2 = 280$ *м/сек* и определим число ступеней

$$X' = \frac{H_{эф}}{\chi \cdot u_2^2} = \frac{8300}{0{,}0547 \cdot 280^2} = 1{,}94.$$

Окончательное число ступеней принимаем $X = 2$, тогда требуемая окружная скорость

$$u_2 = \sqrt{\frac{H_{эф}}{\chi \cdot X}} = \sqrt{\frac{8300}{0{,}0547 \cdot 2}} = 276\ м/сек.$$

Проверим u_2 по уравнению (IV—61), предварительно оценив T_2:

$$T_2 = T_н + \rho\frac{\Delta t}{X} = 293 + 0{,}65\frac{98{,}5}{2} = 325° \text{ С}.$$

$$u_{2max} = (0{,}5 \div 0{,}55)\sqrt{\frac{gkRT_2}{\varphi_2^2 + \left(\frac{c_{2r}}{u_2}\right)^2}} =$$

$$= (0{,}5 \div 0{,}55)\sqrt{\frac{9{,}81 \cdot 1{,}4 \cdot 29{,}4 \cdot 325}{0{,}637^2 + 0{,}24^2}} = 266 \div 288\ м/сек.$$

Следовательно, можно считать полученное значение $u_2 = 276$ *м/сек* приемлемым. Требуемое число оборотов:

$$n = 33{,}9\sqrt{\frac{\tau_2 k_{v2}\frac{b_2}{D_2}\frac{c_{2r}}{u_2}u_2^3}{V}} = 33{,}9\sqrt{\frac{0{,}92 \cdot 1{,}2 \cdot 0{,}06 \cdot 0{,}24 \cdot 276^3}{4{,}63}} =$$

$$= 9100 \text{ об/мин}.$$

Здесь $\tau_2 = 0{,}92$ (по оценке) и k_{v2} по приближенной формуле

$$k_{v2} = 1 + \frac{(\sigma - 1)\rho\chi u_2^2}{\sigma \cdot R \cdot T_н} = 1 + \frac{(2{,}87 - 1)\,0{,}65 \cdot 0{,}0547 \cdot 276^2}{2{,}87 \cdot 29{,}4 \cdot 293} = 1{,}2,$$

где ρ — коэффициент реакции для колеса компрессорного типа, в среднем $\rho = 0{,}65$.

Диаметр колеса

$$D_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 276}{\pi \cdot 9100} = 0{,}58\ м.$$

Определение основных размеров колес

Примем отношение $d/D_2 = 0{,}175$ (обычно в пределах 0,15—0,3). Тогда диаметр втулки первого колеса:

$$d = 0{,}175\ D_2 = 0{,}175 \cdot 580 = 102\ мм.$$

Средний диаметр вала $d_в$ будет на 10—15 *мм* меньше, т. е. около 90 *мм*. Для проверки принятого отношения d/D_2 найдем критическое число оборотов ротора нагнетателя по приближенной формуле

$$\frac{n_{кр}}{1000} = \frac{d_в^2}{k_d^2 (X+2{,}3)^2 D_2^3} = \frac{0{,}09^2}{0{,}021^2 (2+2{,}3)^2 \cdot 0{,}58^3} \cong 5{,}1,$$

$n_{кр} = 5100$ об/мин и $\frac{n}{n_{кр}} = \frac{9100}{5100} = 1{,}78$ (необходимо иметь не менее 1,25 — 1,3).

Таким образом, мы получили гибкий вал. При жестком вале ($n_{кр} > n$) пришлось бы взять d/D_2 порядка 0,26, что уже несколько снижает к. п. д.

Диаметр всасывающего отверстия колеса D_0 примем равным $(1{,}02 \div 1{,}06)\ D_{0w_1 \min}$, где

$$D^2_{0w_1 \min} = d^2 + \sqrt[3]{\left(\frac{34{,}4V\frac{c_1}{c_0}}{\frac{D_1}{D_0}\cdot n}\right)^2} = 0{,}102^2 + \sqrt[3]{\left(\frac{34{,}4 \cdot 4{,}63 \cdot 1{,}2}{1{,}02 \cdot 9100}\right)^2} = 0{,}0837\ м.$$

Откуда $D_{0w_1 \min} = 0{,}292\ м$ и, следовательно, $D_0 = 1{,}03\ \ D_{0w_1 \min} = 300\ мм$.

Для D_1:

$$D_1 = 1{,}02.\ D_0 = \sim 305\ мм,\quad \text{откуда } u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0{,}3 \cdot 9100}{60} = 143\ м/сек.$$

Проверяем отношение D_1/D_2, которое желательно получить не выше 0,57.

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{305}{580} = 0{,}525.$$

Площадь всасывающего отверстия

$$F_0 = \frac{\pi}{4}(D_0^2 - d^2) = \frac{\pi}{4}(0{,}3^2 - 0{,}102^2) = 0{,}0625\ м^2.$$

Скорость при входе во всасывающее отверстие колеса

$$c_0 = \frac{V}{k_{v1} \cdot F_0} = \frac{4{,}63}{0{,}98 \cdot 0{,}0625} = 75{,}5\ м/сек$$

(определение k_{v1} см. ниже).

Примем $\frac{c_1}{c_0} = 1{,}2$ (фактическое ускорение $\frac{c_1'}{c_0} = 1{,}05$), тогда:

$$c_1 = 1{,}2\ c_0 = 1{,}2 \cdot 75{,}5 = 90{,}5\ м/сек.$$

Для элементов усредненного треугольника скоростей при входе и выходе из колеса:

$$\operatorname{tg}\beta_1' = \frac{c_1}{u_1} = \frac{90{,}5}{143} = 0{,}633,$$

откуда $\beta_1' = 32°20'$.

С учетом уменьшения β_1' второго колеса примем входной угол лопаток обоих колес $\beta_1 = 31°$.

Далее:

$$w_1 = \frac{c_1}{\sin\beta_1} = \frac{90{,}5}{0{,}515} = 176\ м/сек,$$

$$\operatorname{tg}\alpha_2 = \frac{\frac{c_{2r}}{u_2}}{\varphi_2} = \frac{0{,}24}{0{,}637} = 0{,}377,$$

откуда $\alpha_2 = 20°40'$

$$c_{2r} = \left(\frac{c_{2r}}{u_2}\right) u_2 = 0{,}24 \cdot 276 = 66{,}2\ м/сек \text{ и } c_2 = \frac{c_{2r}}{\sin\alpha_2} = \frac{66{,}2}{0{,}353} = 188\ м/сек.$$

$$w_2 = \frac{c_{2r}}{\sin\beta_2} = \frac{66{,}2}{0{,}707} = 93{,}5\ м/сек.\ \text{Отношение } \frac{w_1}{w_2} = \frac{176}{93{,}5} = 1{,}88.$$

Принимаем лопатки, фрезерованные заодно с диском. Толщина лопаток $\delta = 10\ мм$; у входа и выхода толщина 3 *мм* средняя толщина кромки $\delta_m = 6{,}5\ мм$. Половину лопаток принимаем укороченными, т. е. $z_1 = 9$.

Коэффициенты уменьшения сечений:

$$\tau_1 = 1 - \frac{z_1 \cdot \delta_m}{\pi \cdot D_1 \sin\beta_1} = 1 - \frac{9 \cdot 6{,}5}{\pi \cdot 305 \cdot 0{,}515} = 0{,}88,$$

$$\tau_2 = 1 - \frac{z_2 \delta_m}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin\beta_2} = 1 - \frac{18 \cdot 6{,}5}{\pi \cdot 580 \cdot 0{,}707} = 0{,}91.$$

Определим коэффициенты k_{v1} и k_{v2}, для чего найдем Δt_1 и Δt_2:

$$\Delta t_1 = -\frac{c_1^2}{2gR\frac{k}{k-1}} = -\frac{90{,}5^2}{2\cdot 9{,}81\cdot 29{,}4\cdot 3{,}5} = -4{,}1°,$$

$$\Delta t_2 = \frac{1}{R\cdot\frac{k}{k-1}}\left(\frac{h_{эф}}{\eta_{пол}} - \frac{c_2^2}{2g}\right) = \frac{1}{29{,}4\cdot 3{,}5}\left(\frac{4150}{0{,}82} - \frac{188^2}{2\cdot 9{,}81}\right) = 31{,}6°,$$

$$k_{v1} = \sim 1 + (\sigma - 1)\frac{\Delta t_1}{T_н} = 1 - (2{,}87 - 1)\frac{4{,}1}{293} = 0{,}974,$$

$$\lg k_{v2} = (\sigma - 1)\lg\left(1 + \frac{\Delta t_2}{T_н}\right) = (2{,}87 - 1)\lg\left(1 + \frac{31{,}6}{293}\right) = 0{,}0835.$$

Откуда $k_{v2} = 1{,}212$.

Ширина лопаток первого колеса:

$$b_1 = \frac{V\cdot 10^3}{\pi\cdot D_1\cdot\tau_1\cdot k_{v1}\cdot c_1} = \frac{4{,}63\cdot 10^3}{\pi\cdot 0{,}305\cdot 0{,}88\cdot 0{,}974\cdot 90{,}5} = 62{,}5 \text{ мм},$$

$$b_2 = \frac{V\cdot 10^3}{\pi\cdot D_2\cdot\tau_2\cdot k_{v2}\cdot c_{2r}} = \frac{4{,}63\cdot 10^3}{\pi\cdot 0{,}58\cdot 0{,}91\cdot 1{,}212\cdot 66{,}2} = 35 \text{ мм}.$$

Тангенс угла наклона покрывающего диска

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{2(b_1 - b_2)}{D_2 - D_1} = \frac{2(62{,}5 - 35)}{580 - 305} = 0{,}2.$$

Для расчета второго колеса находим вначале k_{v2}, для чего определяем Δt_2 второго колеса ($\Delta t_2 = t_2 - t_н$):

$$\Delta t_2 = \frac{1}{R\frac{k}{k-1}}\left(\frac{2h_{эф}}{\eta_{пол}} - \frac{c_2^2}{2g}\right) = \frac{1}{29{,}4\cdot 3{,}5}\left(\frac{2\cdot 4150}{0{,}82} - \frac{188^2}{2\cdot 9{,}81}\right) = 80{,}6°.$$

$$\lg k_{v2} = (\sigma - 1)\lg\left(1 + \frac{\Delta t_2}{T_н}\right) = (2{,}87 - 1)\lg\left(1 + \frac{80{,}6}{293}\right) = 0{,}1970.$$

$k_{v2} = 1{,}574$.

Ширина второго колеса на выходе:

$$b_2 = \frac{V\cdot 10^3}{\pi\cdot D_2\cdot\tau_2\cdot k_{v2}c_{r2}} = \frac{4{,}63\cdot 10^3}{\pi\cdot 0{,}58\cdot 0{,}91\cdot 1{,}574\cdot 66{,}2} = 27 \text{ мм},$$

$\frac{b_2}{D_2} = 0{,}0465$.

Для получения одинаковых покрывающих дисков (т. е. также одинаковых $\operatorname{tg}\theta$) принимаем ширину второго колеса на входе

$$b_1^{II} = b_1^{I} - \Delta b = 62{,}5 - (35 - 27) = 54{,}5 \text{ мм}.$$

Входной треугольник скоростей будет уже несколько иным, чем в первом колесе. Оценивая предварительно

$$c_1^{II} = 0{,}85c_1^{I} = 0{,}85\cdot 90{,}5 = 77 \text{ м/сек},$$

получим:

$$\Delta t_1 = \frac{1}{R\frac{k}{k-1}}\left(\frac{h_{эф}}{\eta_{пол}} - \frac{c_1^{II2}}{2g}\right) = \frac{1}{29{,}4\cdot 3{,}5}\left(\frac{4150}{0{,}82} - \frac{77^2}{2\cdot 9{,}81}\right) = 46{,}2°,$$

$$\lg k_{v1} = (\sigma - 1)\lg\left(1 + \frac{\Delta t_1}{T_н}\right) = (2{,}87 - 1)\lg\left(1 + \frac{46{,}2}{293}\right) = 0{,}119.$$

$$k_{v1} = 1{,}315.$$

Скорость при входе на лопатки:

$$c_1 = \frac{V}{\pi\cdot D_1\cdot\tau_1\cdot k_{v1}\cdot b_1} = \frac{4{,}63}{\pi\cdot 0{,}305\cdot 0{,}88\cdot 1{,}315\cdot 0{,}0545} = 76{,}8 \text{ м/сек}.$$

$$c_0 = \frac{V}{k_{v1}\cdot F_0} = \frac{4{,}63}{1{,}315\cdot 0{,}0625} = 56{,}5 \text{ м/сек} \quad \text{и} \quad \frac{c_1}{c_0} = \frac{76{,}8}{56{,}5} = 1{,}36,$$

$$\operatorname{tg}\beta_1' = \frac{c_1}{u_1} = \frac{76{,}8}{143} = 0{,}537,$$

откуда $\beta_1' = 28°20'$.

Для снижения стоимости принимаем профиль лопаток обоих колес одинаковым (для обоих колес $\beta_1 = 31°$). Среднюю линию лопаток очерчиваем по дуге круга. Радиусы R и R_0 равны:

$$R = \frac{r_2^2 - r_1^2}{D_2\cos\beta_2 - D_1\cos\beta_1} = \frac{290^2 - 152{,}5^2}{580\cdot 0{,}707 - 305\cdot 0{,}857} = 408 \text{ мм},$$

$$R_0 = \sqrt{R(R - D_2\cos\beta_2) + r_2^2} = \sqrt{408(408 - 580\cdot 0{,}707) + 290^2} = 288 \text{ мм}.$$

Начальный радиус коротких лопаток

$$r_1' = r_1 + 0{,}85(r_2 - r_1) \cong 152{,}5 + 0{,}85(290 - 152{,}5) = 270 \text{ мм}.$$

Определение основных размеров диффузоров

Выберем лопаточный диффузор с криволинейными каналами. Начальные и конечные диаметры диффузора:

$$D_3 = 1{,}1. \quad D_2 = 1{,}1\cdot 580 = 640 \text{ мм}$$

$$D_4 = 1{,}5. \quad D_2 = 1{,}5\cdot 580 = 870 \text{ мм}.$$

Входной угол лопаток

$$\alpha_3 = \alpha_2 = 20°40'.$$

Принимая $K = 2{,}0$, получим для $\sin\alpha_4$:

$$\sin\alpha_4 = \frac{KD_3}{D_4}\sin\alpha_3 = \frac{2{,}0\cdot 640}{870}\,0{,}353 = 0{,}545,$$

откуда $\alpha_4 = 33°$.

Число лопаток находим из выражения

$$z_3 = z_4 = \frac{6{,}8\sin\frac{\alpha_3+\alpha_4}{2}}{\lg\frac{D_4}{D_3}} = \frac{6{,}8\cdot 0{,}455}{0{,}134} = 23.$$

Принимаем $z_3 = z_4 = 24$.

Среднюю линию профилированных лопаток очерчиваем по дуге круга. Радиусы R' и R'_0:

$$R' = \frac{r_4^2 - r_3^2}{D_4\cos\alpha_4 - D_3\cos\alpha_3} = \frac{435^2 - 320^2}{870\cdot 0{,}766 - 640\cdot 0{,}936} = 1315 \text{ мм}.$$

$$R'_0 = \sqrt{R'(R' - D_4\cos\alpha_4) + r_4^2} = \sqrt{1315(1315 - 870\cdot 0{,}766) + 320^2} = 980 \text{ мм}.$$

Ширины лопаток диффузоров примем $b_3 = b_2 + (2 \div 3)$ *мм*. Определим скорость при выходе из диффузора I ступени

$$c_4 = \frac{V_4}{\pi\cdot D_4\cdot\tau_4\cdot k_{v4}\cdot b_4\cdot\sin\alpha_4} = \frac{4{,}63}{\pi\cdot 0{,}87\cdot 0{,}9\cdot 1{,}315\cdot 0{,}038\cdot 0{,}644} = 58{,}7 \text{ м/сек}.$$

Здесь принято $k_{v4} = k''_{v1}$ и $\tau_4 = 0{,}9$ с учетом незаполнения сечения при выходе из диффузора.

Угол расширения лопаточного канала при входе и выходе

$$\vartheta_3 = \frac{360}{z_3}\left(1 - \frac{D_3}{2R'}\cos\alpha_3\right) = \frac{360}{26}\left(1 - \frac{640}{2\cdot 1315}\,0{,}936\right) = 10{,}7°,$$

$$\vartheta_4 = \frac{360}{z_4}\left(1 - \frac{D_4}{2R'}\cos\alpha_4\right) = \frac{360}{26}\left(1 - \frac{870}{2\cdot 1315}\,0{,}766\right) = 10{,}3°.$$

Определение основных размеров обратного направляющего аппарата

Принимаем следующие величины:

$$D_5 = D_4 = 870 \text{ мм},\ z_5 = z_6 = 12 \text{ и } \delta_5 = 12 \text{ мм}.$$

Для угла лопаток при выходе, принимая $\frac{c_5}{c_4} = 1{,}03$, получим:

$$\operatorname{tg}\alpha_5 = \sqrt{\left(\frac{c_5}{c_4}\right)^2(1 + \operatorname{tg}\alpha_4^2) - 1} = \sqrt{1{,}03^2(1 + 0{,}651^2) - 1} = 0{,}715,$$

откуда $\alpha_5 = 35°30'$.

Ширина лопатки при входе в аппарат

$$b_5 = b_4\frac{\operatorname{tg}\alpha_4}{\operatorname{tg}\alpha_5} = 38\,\frac{0{,}65}{0{,}715} = 35 \text{ мм}.$$

Расчетный диаметр D_6 при выходе принимаем близким к диаметру лабиринтов покрывающего диска: $D_6 = 350$ *мм*. Примем также: $\alpha_6 = 90°$ и $\delta_6 = 10$

$$\tau_6 = 1 - \frac{z_6\cdot\delta_6}{\pi\cdot D_6\cdot\sin\alpha_6} = 1 - \frac{12\cdot 10}{\pi\cdot 350\cdot 1{,}0} = 0{,}854$$

и $\frac{c_0}{c_6} = 1{,}1$, получим ширину лопаток на выходе

$$b_6 = \frac{F_0\frac{c_0''}{c_6}}{\pi\cdot D_6\cdot\tau_6} = \frac{0{,}0625\cdot 1{,}1\cdot 10^3}{0{,}325\cdot 0{,}854} = 79 \text{ мм}.$$

Радиусы R'' и R''_0 лопаток

$$R'' = \frac{r_5^2 - r_6^2}{D_5\cdot\cos\alpha_5} = \frac{435^2 - 175^2}{870\cdot 0{,}812} = 224 \text{ мм},$$

$$R''_0 = \sqrt{R''^2 + r_6^2} = \sqrt{224^2 + 175^2} = 285 \text{ мм}.$$

НЕКОТОРЫЕ ВЫПОЛНЕННЫЕ КОНСТРУКЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН

В СССР центробежные нагнетатели и компрессоры выпускает в основном Невский машиностроительный завод им. Ленина (НЗЛ) в Ленинграде. По чертежам НЗЛ такие машины изготавливает также завод «Энергомаш» в г. Хабаровске. Некоторые кислородные и воздушные компрессоры для цехов разделения проектируются институтом ВНИИКИММАШ. Кроме того, центробежные компрессоры выпускают Казанский компрессорный и завод Узбекхимаш в г. Чирчике.

Нагнетатель типа 1050-13-1 конструкции НЗЛ (рис. 190) является характерным представителем одноступенчатых машин с консольно посаженным колесом, осевым всасыванием и непосредственным соединением с быстроходным электродвигателем. Улитка безdиффузорного типа обеспечивает небольшие размеры корпуса. Его передняя стенка имеет разъем, облегчающий механическую обработку. Корпус подшипников служит одновременно резервуаром для масла. На нем укреплены масляный насос, масляный фильтр и маслоохладитель. Вал между вкладышами утолщен для образования противовеса. Уплотнение вала выполнено в виде воздушного затвора, исключающего попадание сжимаемого газа в машинное

помещение даже и в том случае, когда всасываемый газ подводится с некоторым избыточным давлением.

Путем замены рабочего колеса возможны напоры от 2000 до 3000 *мм* вод. ст. При производительности 1100 *м³/мин* к. п. д. нагнетателя достигает 85%.

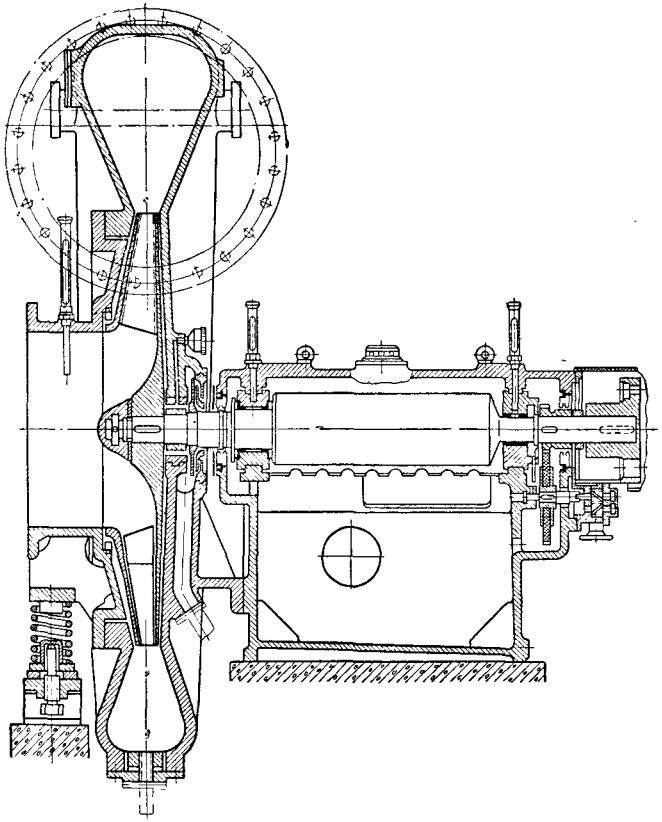


Рис. 190. Нагнетатель типа 1050-13-1

Нагнетатель типа 6400-11-1 конструкции НЗЛ с приводом от паровой турбины мощностью 6000 *квт* (рис. 191) принадлежит к числу наиболее мощных одноступенчатых машин двухстороннего всасывания. Производительность нагнетателя 6500 *м³/мин*, давление 1,5 *ата*.

Нагнетатель допускает устойчивую работу при изменении положения лопаток диффузора при производительности до 2500 *м³/мин*.

Нагнетатель для коксового газа типа 1200-25-1 конструкции НЗЛ имеет две ступени (рис. 137).

Коксовый газ в $2\frac{1}{2}$ раза легче воздуха, поэтому для требуемого повышения давления на 3000—3500 *мм* вод. ст. необходим такой

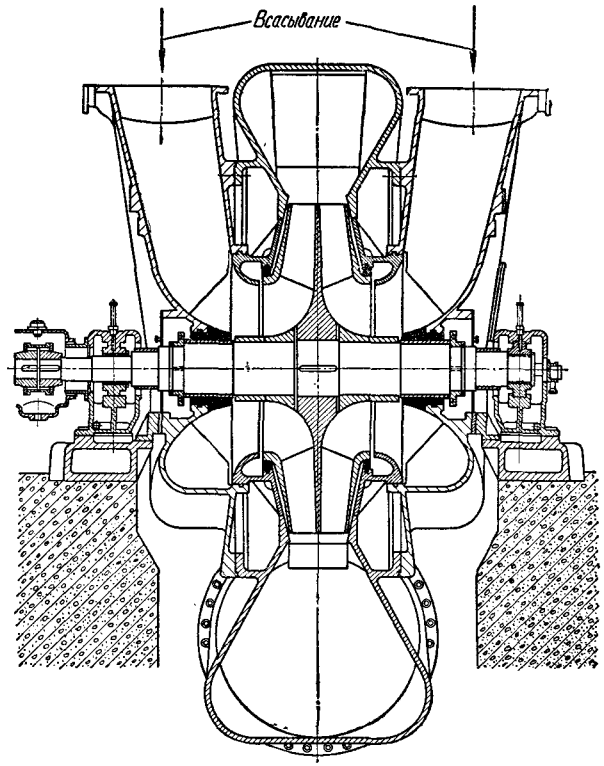


Рис. 191. Нагнетатель типа 6400-11-1

же напор, как при сжатии воздуха до давления 1,7—2,0 *ата*. Нагнетатель производительностью 1200 *м³/мин* был выполнен в первые годы после войны на 3000 об/мин четырехступенчатым.

Повышением числа оборотов до 3870 в минуту число ступеней в модернизированной конструкции уменьшено до двух. Проточная часть выполнена простой формы. Диффузор, установленный после первого колеса, имеет профильные лопатки. Для улучшения обработки каналов обратного направляющего аппарата в диафрагме предусмотрен разъем в вертикальной плоскости. Второе колесо

снабжено бездиффузорной улиткой для уменьшения радиальных размеров корпуса без заметного ущерба для к. п. д. Концевые уплотнения вала выполнены в виде обычного лабиринта, что объясняется разрежением газа на всасывании.

Компрессор типа К-3250-41-1 конструкции НЗЛ предназначен для подачи воздуха в доменную печь объемом 1000 $м^3$ (рис. 192). Его производительность 3250 $м^3/мин$, давление 3,8 *ата*, привод от паровой турбины мощностью 12000 *квт* и числом оборотов 2500—3500 в минуту.

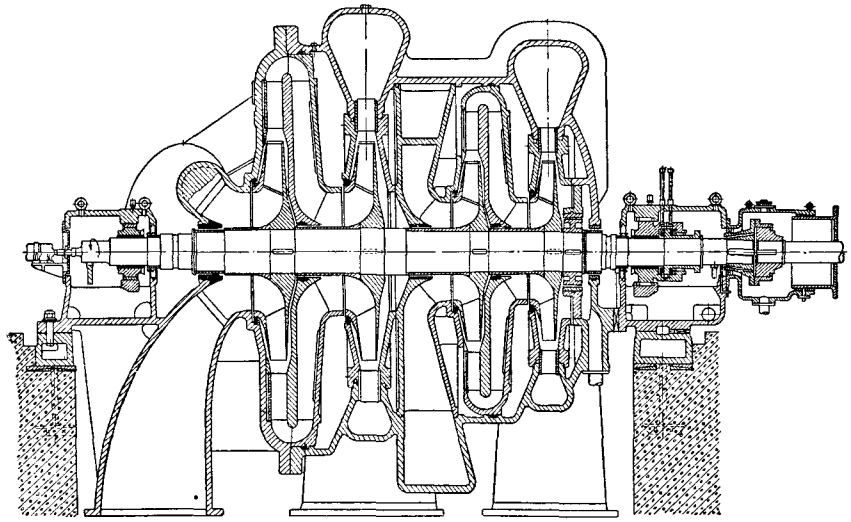


Рис. 192. Компрессор типа К-3250-41-1

Компрессор с односторонним всасыванием, четырехступенчатый, состоит из двух секций (по две ступени в каждой), между которыми воздух охлаждается в выносном холодильнике. Оптимальный к.п.д. компрессора изотермический 68% и адиабатический 90%.

Компрессор типа К-350-61-1 производительностью 370 $м^3/мин$, давлением 7,5 *ата* является характерной конструкцией НЗЛ для машин производительностью от 250 до 1500 $м^3/мин$ и давлением 7—9 *ата*. Компрессор имеет шесть ступеней (см. рис. 170) и состоит из трех секций (по две ступени в каждой), между которыми воздух охлаждается в наружных воздухоохладителях.

Четыре последние ступени компрессоров давлением 7—9 *ата* выполнены из элементов проточной части, применявшихся ранее только в центробежных насосах (колеса с очень малыми углами и

числом лопаток, диффузоры с небольшим числом прямоосных каналов). Этим достигается уменьшение общего числа ступеней, повышается к. п. д. и улучшается характеристика компрессора.

Сравним компрессор К-350-61-1 с конструкциями лучших заграничных фирм. Эффективный изотермический к. п. д. компрессора фирмы Демаг (для заданной производительности и давления) составляет 65%, фирмы Броун-Бовери — 64%, а к. п. д. компрессора К-350-61-1 — 66%. Вес компрессоров фирм Демаг и Броун-Бовери соответственно 0,6 и 1,7 $кГ/м^3/час$, а для компрессора К-350-61-1 — 0,56 $кГ/м^3/час$. Число оборотов компрессора НЗЛ — 8600 в минуту, привод от электродвигателя через зубчатую передачу.

Компрессор типа К-380-101-1 конструкции НЗЛ предназначен для сжатия нефтяного газа. Производительность компрессора 500 $нм^3/мин$, конечное давление 42 *ата*, начальное — 1,5 *ата*.

Вследствие высокого отношения давлений он выполнен двухцилиндровым (рис. 193). Число оборотов первого цилиндра — 7350 в минуту, второго — 17 000. Высокие числа оборотов, достигаемые применением двух повышающих зубчатых передач, обеспечили малые размеры и вес компрессора. Несмотря на высокое сжатие ($\varepsilon = 28$), компрессор выполнен с одним промежуточным охлаждением между цилиндрами, что объясняется малым значением показателя адиабаты и получением жидкой фазы при охлаждении газа.

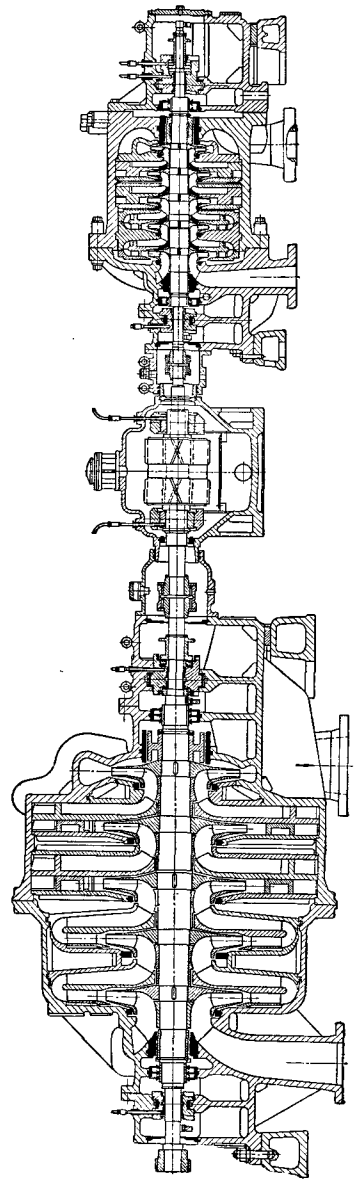


Рис. 193. Компрессор типа К-380-101-1

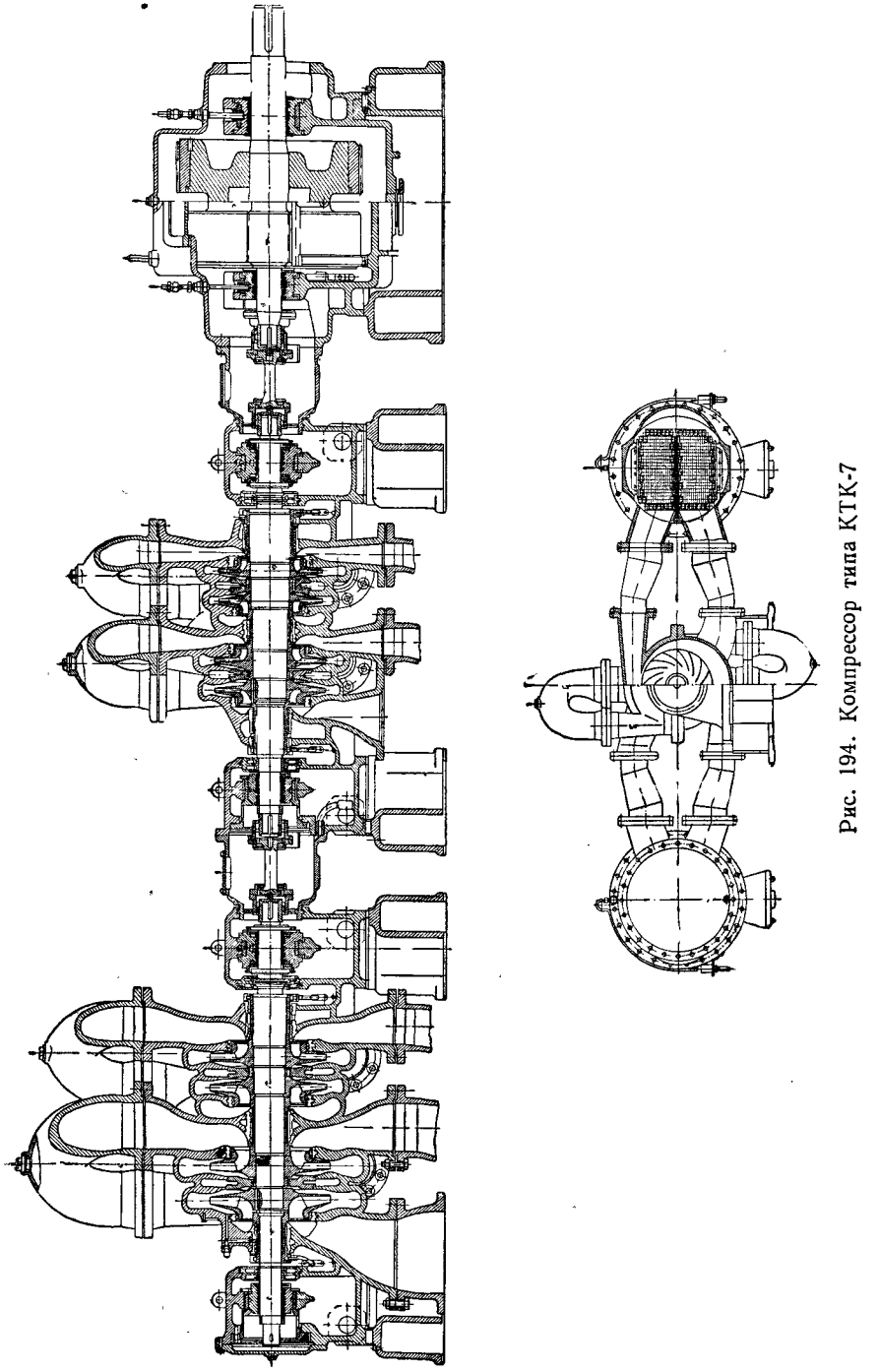


Рис. 194. Компрессор типа КТК-7

Компрессор типа КТК-7 для сжатия кислорода конструкции ВНИИКИММАШ производительностью 120 *м³/мин*, конечным давлением 15 *ата* выполнен двухцилиндровым (рис. 194). Он имеет восемь ступеней, разделенных на четыре секции. Охлаждение происходит в трех холодильниках с ребристыми трубками, размещенных по обе стороны компрессора. Характерной особенностью компрессора является отсутствие обычных диффузоров и обратного направляющего аппарата; все ступени имеют только бездиффузорные улитки. Изотермический к. п. д. компрессора — 57%.

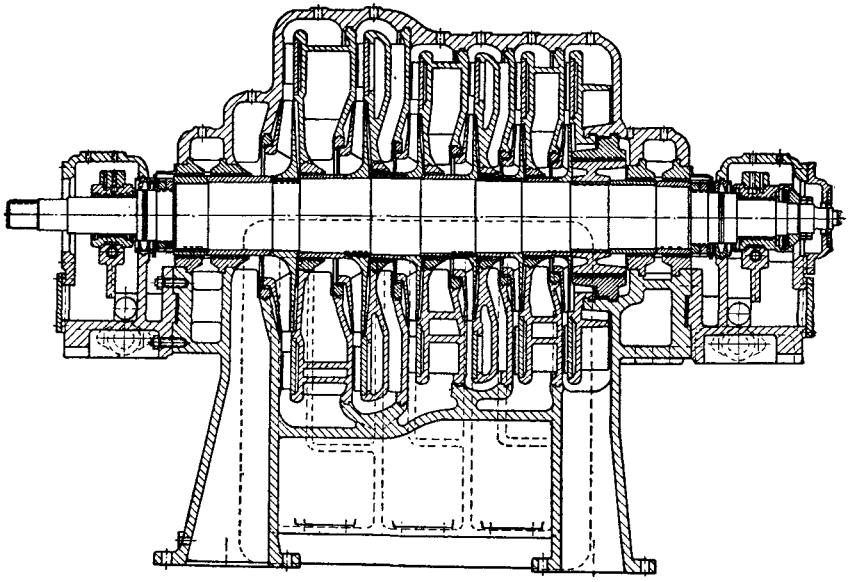


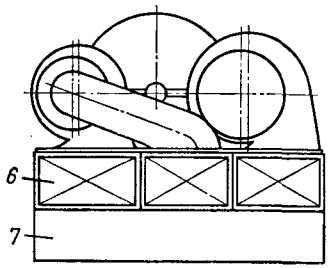
Рис. 195. Компрессор типа 6VRZ (ГДР)

Компрессоры типа 6VRZ (рис. 195) выполняются в ГДР в виде единой серии, рассчитанной на давление до 9 *ата* и производительность от 100 до 1000 *м³/мин*. Компрессоры шестиступенчатые с тремя промежуточными холодильниками после I, III и V ступеней.

Воздухоохладители расположены сбоку с одной стороны компрессора и объединены в общий блок.

Компрессоры фирмы Демаг, четырехступенчатые, с колесами, насаженными консольно на валы двух шестерен редуктора (рис. 196). Число оборотов III и IV ступеней больше числа оборотов первых двух ступеней, что содействует повышению к. п. д. Улитки всех

ступеней бездиффузорные. Компрессоры этого типа выполняются фирмой для производительностей от 140 до 425 $м^3/мин$ с отноше-



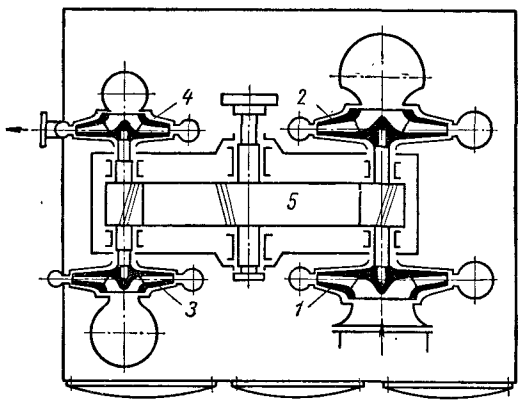


Рис. 196. Схема четырехступенчатого компрессора фирмы Демаг:

1, 2, 3, 4 — ступени компрессора, *5* — редуктор, *6* — три холодильника, *7* — рама и масляный бак

ниями давлений 7—8. Несмотря на относительно невысокое значение ε, целесообразно применение трех промежуточных холодильников. Последние устанавливаются под корпусом компрессора в блочной металлической раме.

Глава V

ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРНЫЕ МАШИНЫ

ИСХОДНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И УРАВНЕНИЯ

Принцип действия и конструктивная схема проточной части

Осевые компрессоры принадлежат к машинам с вращательным движением; повышение давления в них создается в результате преобразования кинетической энергии, полученной при принудительном осевом движении газа через лопатки рабочих колес.

Этот тип машин по характеру процесса сжатия ближе всего подходит к центробежным компрессорам. Существенным отличием осевых машин от центробежных является направление потока газа. В центробежных компрессорах газ течет в рабочих колесах от центра вращения в радиальной плоскости к периферии. В осевых компрессорах главное направление газа параллельно оси вращения; траектория отдельных частиц газового потока лежит на цилиндрических поверхностях, оси которых совпадают с осью вращения машины. Поэтому частицы газа на входе и выходе из рабочего аппарата колеса имеют одну и ту же переносную скорость ($u_2 = u_1$) и находятся на равном расстоянии от оси вращения. Треугольники скоростей на входе и выходе из рабочего или направляющего аппарата для всех частиц газа, лежащих на одной и той же цилиндрической поверхности, представлены на рис. 197.

С другой стороны, применяя к линиям тока, лежащим на одной и той же цилиндрической поверхности, уравнение Бериулли для относительного движения (III—86)

$$\int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\gamma} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}, \qquad (V—1)$$

ввиду равенства $u_2 = u_1$ работа сжатия в колесе осевого компрессора определяется только изменением относительного скоростного

напора и непосредственно не зависит от центробежного действия, как в колесе центробежного компрессора, где $u_2 \neq u_1$.

Таким образом, повышение давления в рабочем аппарате колеса осевого компрессора обусловлено диффузорным эффектом, получаемым при уменьшении относительных скоростей газовых частиц, движущихся от входного сечения к выходному. При подкритических течениях без трения и теплообмена сечения выхода лопаточных каналов колеса должны быть больше сечения входа. При отсутствии

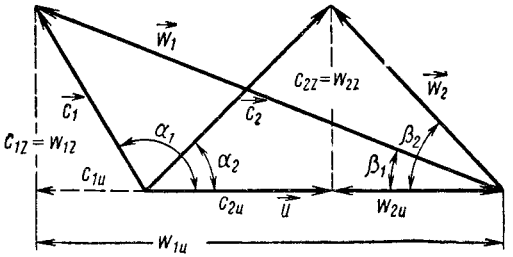


Рис. 197. Треугольники скоростей на входе и выходе из рабочего аппарата колеса

трения из уравнения (V—1) находим выражение для определения повышения давления в рабочем колесе (III—86):

$$\frac{kRT_1}{k-1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1\right]=\frac{w_1^2}{2g}\left[1-\left(\frac{w_2}{w_1}\right)^2\right], \qquad \text{(V—2)}$$

которое можно привести к виду

$$\varepsilon_{p.a}=\frac{p_2}{p_1}=\left\{1+\frac{k-1}{2}M_{w1}^2\left[1-\left(\frac{w_2}{w_1}\right)^2\right]\right\}^{\frac{k}{k-1}}, \qquad \text{(V—3)}$$

где $\varepsilon_{p.a}$ — степень повышения давления в рабочем аппарате $M_{w1}=\frac{w_1}{a_1}$;

a_1 — скорость звука во входном сечении колеса.

Зависимость $\varepsilon_{p.a}$ от отношения $\frac{w_2}{w_1}$ для различных значений числа M_{w1} показана на рис. 198. С увеличением M_{w1} степень повышения давления возрастает. Однако для обычных стационарных осевых компрессоров величина M_{w1} не превышает 0,8, а отношение скоростей $\frac{w_2}{w_1}$ значительно больше нуля. Поэтому максимальное отношение давлений в первых ступенях составляет 1,2—1,3; у специализированных машин оно несколько выше.

В центробежных компрессорах эта величина выше. Таким образом при том же отношении давлений число ступеней осевых компрессоров больше, чем центробежных, а перепад температур на ступень, вычисляемый по формуле, аналогичной (III—32) или (IV—27), будет ниже.

Однако осевые компрессоры в определенных условиях имеют существенные преимущества по сравнению с центробежными: принцип устройства проточной части, конструктивные и эксплуатационные данные.

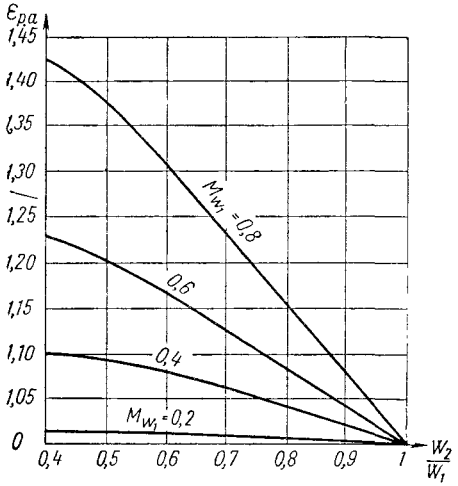


Рис. 198. Зависимость отношений давлений в рабочем колесе от отношения скоростей входа в относительном движении при различном M_{w1}

Осевой компрессор состоит из следующих главных конструктивных частей (узлов).

Ротор многоступенчатого осевого компрессора является его основной рабочей частью. Он служит для повышения давления в принудительно протекающем через лопатки газе за счет механической энергии, подводимой от электродвигателя, газовой или паровой турбины. Конструктивные формы ротора могут быть барабанного типа и в виде отдельных облопаченных дисков (см. рис. 230). Основной частью ротора являются венцы рабочих лопаточных аппаратов (рис. 199) последовательных ступеней. Рабочие лопатки установлены под некоторым углом к оси ротора и имеют корытообразную, несколько закрученную по высоте форму. Лопатки крепят к ротору разными способами, более подробно о них будет указано ниже. Обычно ротор лежит на двух опорных подшипниках, которые у стационарных машин в основном скользящего типа.

Для машин специальных или с большим числом оборотов для опор применяют подшипники качения. В новейших конструкциях высокооборотных осевых компрессоров используют пневматические воздушные подшипники.

Статор компрессора (рис. 200) несет все венцы направляющих лопаток, расположенных между последовательными венцами рабочих лопаток. Направляющие лопатки должны наилучшим способом направлять поток газа из предшествующего рабочего венца в последующий. Кроме того в этих венцах в зависимости от типа

диальные расстояния AA' и BB' не равны (см. также рис. 230). Это понятие имеет некоторую погрешность, которая в большинстве случаев конусности проточной части отдельных ступеней допустима или учитывается при точном расчете всей ступени.

Введем основное понятие для исследования работы ступени — ее элемент, или элементарную ступень. Пересечем рабочие и направляющие лопаточные венцы ступени двумя цилиндрическими поверхностями с радиусами r' и r'', оси которых совпадают с осью z вращения компрессора.

Эти поверхности выделяют цилиндрическую кольцевую полость толщиной $\Delta r = r'' - r'$ (см. рис. 202), внутри которой заключены элементы рабочих и направляющих лопаток. Выберем Δr настолько

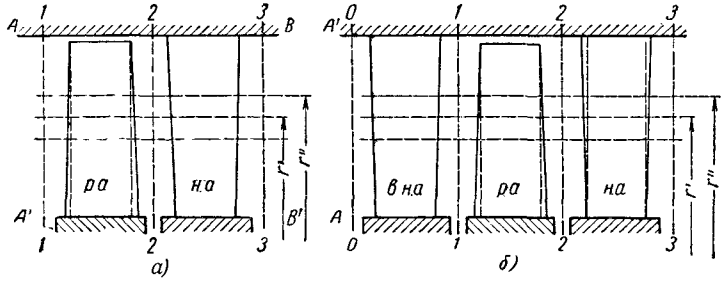


Рис. 202. Схема продольных разрезов ступеней:
а — промежуточная; *б* — I ступень с входным н. а

малым, чтобы на соответствующем участке высоты рабочего и направляющего аппаратов изменения как профилей, так и закручивания лопаточных поверхностей были практически малы. Поэтому при рассмотрении течения газа в этой полости ими можно пренебречь. Элементарной ступенью осевого компрессора называется любая цилиндрическая полость, удовлетворяющая указанным условиям и построенная приведенным способом.

Для дальнейших исследований удобно элементарную ступень развернуть на плоскость. При этом получим систему двух или трех прямолинейных решеток профилей, отвечающих соответствующим сечениям лопаток рабочего и направляющего венцов ступени (рис. 203).

Рассмотрим течение газового потока через элементарную ступень. Сделаем допущение, что с достаточной для технических расчетов точностью можно считать течение газа в ступени цилиндрическим, т. е. радиальные движения газа или перпендикулярные плоскости развертки отсутствуют. Механические условия, необходи-

мые для существования таких движений, рассмотрим ниже. При сделанных предположениях в плоскости развертки z—u справед-

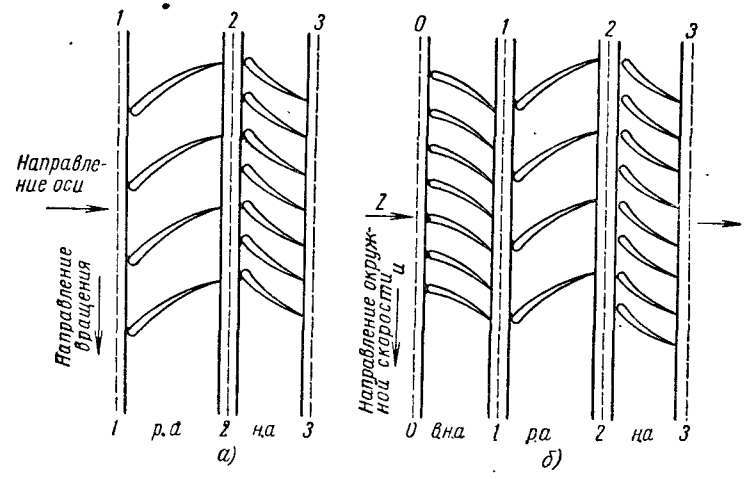


Рис. 203. Развертка на плоскость решеток элементарных ступеней:
а — промежуточная; *б* — I ступень с входным н.а.

ливы зависимости между абсолютной переносной и относительной скоростями газовой частицы (см. рис. 197 и формулу (III—76)

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \qquad \text{(V—4)}$$

или в проекциях на оси «z—u»:

$$c_u = u + w_u; \quad c_z = w_z. \qquad \text{(V—5)}$$

Вводя углы α и β (см. рис. 197), найдем формулы, аналогичные зависимостям для скоростей потоков в центробежном колесе

$$\left.\begin{aligned} c_u = c\cos\alpha = u - w\cos\beta = u - c_z \operatorname{ctg}\beta \\ c_z = c\sin\alpha = w_z = w\sin\beta \\ w_u = -w\cos\beta = -w_z\operatorname{ctg}\beta = -c_z\operatorname{ctg}\beta \end{aligned}\right\} \qquad \text{(V—6)}$$

Величины скоростей $\vec{c}$, $\vec{w}$ и $\vec{u}$ на основании известных тригонометрических теорем связаны равенствами:

$$\left.\begin{aligned} c = u\,\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}, \quad w = u\,\frac{\sin\alpha}{\sin(\alpha+\beta)} \\ c^2 = u^2 + w^2 - 2uw\cos\beta \\ w^2 = u^2 + c^2 - 2uc\cos\alpha = u^2 + c^2 - 2uc_u \end{aligned}\right\} \qquad \text{(V—6а)}$$

Напор, создаваемый элементарным рабочим аппаратом на основании формулы Эйлера (III—90), при условии равенства $u_1 = u_2$ по уравнению (IV—4) равен

$$H = \frac{u(c_{2u} - c_{1u})}{g} \qquad \text{(V—7)}$$

или после замены окружных проекций абсолютных скоростей проекциями относительных скоростей по формулам (V—5)

$$H = \frac{u(w_{2u} - w_{1u})}{g}. \qquad \text{(V—7а)}$$

В дальнейшем кроме этих двух формул для вычисления напора воспользуемся формулой, в которой окружные проекции заменены осевыми по уравнениям (V—6):

$$H = \frac{u}{g}(c_{1z}\operatorname{ctg}\beta_1 - c_{2z}\operatorname{ctg}\beta_2). \qquad \text{(V—7б)}$$

Для получения дополнительной связи между осевыми проекциями скоростей на входе и выходе из элемента рабочего аппарата применим закон расходов для элементарной струйки (III—33а). Тогда в проекциях на ось z получим:

$$\gamma_1 w_{1z} 2\pi r_1 \Delta r_1 = \gamma_2 w_{2z} 2\pi r_2 \Delta r_2.$$

При сделанных предположениях о цилиндрическом движении в элементарной ступени следует, что $r_1 = r_2$ и $\Delta r_1 = \Delta r_2$. После сокращения площадей получим

$$\gamma_1 w_{1z} = \gamma_2 w_{2z}. \qquad \text{(V—8)}$$

То же равенство можно представить в проекциях абсолютных скоростей на основании уравнения (V—5) или через величины абсолютных и относительных скоростей и синусы соответствующих углов, исходя из равенства (V—6), т. е.

$$\gamma_1 w_1 \sin\beta_1 = \gamma_1 w_2 \sin\beta_2;$$
$$\gamma_1 c_1 \sin\alpha_1 = \gamma_2 c_2 \sin\alpha_2. \qquad \text{(V—8а)}$$

В уравнения (V—8 и V—8а) входят значения удельных весов при входе и выходе из элемента рабочего аппарата. Если допустить, что процесс сжатия в элементе происходит по политропе, то между отношениями удельных весов и соответствующих давлений так же, как в случае сжатия в центробежном компрессоре (IV—24), существует зависимость

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1}\right)^m, \qquad \text{(V—9)}$$

где показатель m политропы при отсутствии специального охлаждения лопаток и других частей ступени всегда больше показателя адиабаты k. Из формул (V—8 и 9) получим зависимость между отношением давления в элементе рабочего аппарата

$$\varepsilon_{\text{р. а}} = \frac{p_2}{p_1} \qquad \text{(V—10)}$$

и отношением осевых проекций скоростей

$$\frac{w_{2z}}{w_{1z}} = \frac{c_{2z}}{c_{1z}} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \varepsilon_{\text{р. а}}^{-\frac{1}{m}}. \qquad \text{(V—11)}$$

С другой стороны, если аналогично формуле (III—95) принять потерю внутри элемента рабочего аппарата

$$h_r = \zeta\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad \text{при} \quad (w_1 > w_2), \qquad \text{(V—12)}$$

то получим уравнение Д. Бернулли для газов (III—13) при относительном движении ($u_1 = u_2$):

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \int_{p_1}^{p_2}\frac{dp}{\gamma} + \zeta\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = 0. \qquad \text{(V—12а)}$$

Пользуясь (IV—28) для пьезометрического напора, найдем зависимость $\varepsilon_{\text{р. а}}$ от относительных скоростей на входе и выходе из элемента рабочего аппарата:

$$\frac{m}{m-1}RT_1(\varepsilon_{\text{р. а}}^{\frac{m-1}{m}} - 1) = (1-\zeta)\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}. \qquad \text{(V—12б)}$$

Система уравнений (V—7а, 9, 11 и 12б) связывает величину степени повышения давления в элементе рабочего аппарата с относительными скоростями и их углами на входе и выходе из элемента, его окружной скоростью, температурой газа на входе в элемент, показателем политропы m и коэффициентом сопротивления ζ.

При отсутствии потерь ($\zeta = 0$) показатель $m = k$ и равенство (V—12б) заменяется уравнением

$$\frac{k}{k-1}RT_1(\varepsilon_{\text{р. а}}^{\frac{k-1}{k}} - 1) = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}. \qquad \text{(V—12в)}$$

Для дальнейших преобразований и изучения приведенной системы уравнений введем безразмерные величины:

скорости на входе и выходе

$$\bar{c} = \frac{c}{u}; \qquad \bar{w} = \frac{w}{u} \qquad \text{(V—13)}$$

и соответственно их проекции;

число M_u для окружной скорости, отнесенное к скорости звука при входе в элемент,

$$M_u = \frac{u}{\sqrt{kgRT_1}} = \frac{u}{a_1}; \qquad \text{(V—13а)}$$

отношение удельных весов и температур

$$\sigma_{p.a} = \frac{\gamma_2}{\gamma_1}, \quad \tau_{p.a} = \frac{T_2}{T_1} \qquad \text{(V—13б)}$$

и коэффициенты напора и расхода элемента рабочего аппарата

$$\psi = \frac{2gH}{u^2}; \quad \varphi = \frac{c_{1z}}{u} = \frac{w_{1z}}{u} = \bar{w}_{1z}. \qquad \text{(V—13в)}$$

Тогда из уравнений (V—7а, 11 и 12б)

$$\bar{w}_{2u} = \bar{w}_{1u} + \frac{1}{2}\psi,$$

$$\bar{w}_{2z} = \bar{w}_{1z}\sigma_{p.a}^{-1} = \varphi\varepsilon_{p.a}^{-\frac{1}{m}}, \quad (\sigma_{p.a} = \varepsilon_{p.a}^{\frac{1}{m}})$$

$$\varepsilon_{p.a} = \left\{1 + \frac{m-1}{2m}(1-\zeta)\,kM_u^2\,(\bar{w}_1^2 - \bar{w}_2^2)\right\}^{\frac{m}{m-1}} \qquad \text{(V—14)}$$

Следовательно, рассматриваемая система после исключения $\sigma_{p.a}$ приводится к трем уравнениям, содержащим две относительные безразмерные проекции скоростей входа и выхода из элемента, отношение давлений в нем, безразмерные напорный и расходный коэффициенты, число M_u, показатель политропы m и коэффициент потерянного напора ζ. Величины квадратов безразмерных относительных скоростей выражаются через их проекции по формуле Пифагора

$$\bar{w}^2 = \bar{w}_u^2 + \bar{w}_z^2.$$

Учитывая это выражение, удобно разность квадратов относительных скоростей в последнем уравнении системы (V—14) представить так:

$$\bar{w}_1^2 - \bar{w}_2^2 = \bar{w}_{1u}^2 - \bar{w}_{2u}^2 + \bar{w}_{1z}^2 - \bar{w}_{2z}^2. \qquad \text{(V—15)}$$

Первый член правой части равенства (V—15) можно преобразовать при помощи первого и второго уравнений системы (V—14) и новой величины

$$\theta' = -\frac{1}{2}(\bar{w}_{1u} + \bar{w}_{2u}), \qquad \text{(V—16)}$$

называемой кинематической реакцией элемента, к такому виду:

$$w_{1u}^2 - \bar{w}_{2u}^2 = (\bar{w}_{1u} - \bar{w}_{2u})(\bar{w}_{1u} + \bar{w}_{2u}) = \psi\theta'. \qquad \text{(V—17)}$$

Второе слагаемое в левой части равенства (V—15) можно представить при помощи второго уравнения системы (V—14):

$$\bar{w}_{1z}^2 - \bar{w}_{2z}^2 = \varphi^2\,(1 - \varepsilon_{p.a}^{-\frac{2}{m}}). \qquad \text{(V—17а)}$$

Тогда после подстановки в (V—15) выражений (V—17 и 17а) получим

$$\bar{w}_1^2 - \bar{w}_2^2 = \psi\theta' + \varphi^2(1 - \varepsilon_{p.a}^{-\frac{2}{m}}). \qquad \text{(V—17б)}$$

Подставим это выражение в последнее уравнение системы (V—14):

$$\varepsilon_{p.a} = \left\{1 + \frac{m-1}{2m}(1-\zeta)\,kM_u^2\,[\psi\theta' + \varphi^2(1 - \varepsilon_{p.a}^{-\frac{2}{m}})]\right\}^{\frac{m}{m-1}}.$$

Определяя из этого уравнения $\varepsilon_{p.a}$, получим в общем случае иррациональное уравнение относительно $\varepsilon_{p.a}$:

$$\varepsilon_{p.a}^{\frac{m-1}{m}} + \mathfrak{M}\varphi^2\varepsilon_{p.a}^{-\frac{2}{m}} = 1 + \mathfrak{M}(\psi\theta' + \varphi^2), \qquad \text{(V—18)}$$

где безразмерная величина

$$\mathfrak{M} = \frac{m-1}{2}\,\frac{k}{m}\,(1-\zeta)\,M_u^2. \qquad \text{(V—18а)}$$

Уравнение (V—18) показывает, что $\varepsilon_{p.a}$ есть функция безразмерных параметров: φ, ψ и θ', характеризующих режим работы элемента рабочего аппарата и числа $\mathfrak{M}$, которое зависит от физических и газодинамических характеристик потока газа, протекающего через компрессор. В частности, при отсутствии трения и теплообмена ($\zeta = 0$, $m = k$) число

$$\mathfrak{M} = \frac{k-1}{2}M_u^2. \qquad \text{(V—18б)}$$

В случае отсутствия теплообмена при течении газа через элемент рабочего аппарата, но при наличии газодинамических сопротивлений между показателем политропы m и коэффициентом ζ существует зависимость:

$$\zeta = 1 - \frac{m(k-1)}{(m-1)k}, \qquad \text{(V—18в)}$$

график которой изображен на рис. 204 [3]. Подстановка последнего выражения в (V—18а) дает:

$$\mathfrak{M} = \frac{k-1}{2}M_u^2,$$

т. е. то же выражение, как при адиабатическом течении без трения.

Зная безразмерные параметры и связывающие их уравнения, определяющие рабочий процесс в элементе, оценим работу этого элемента в потоке. Применим формулу (III—19), определяющую газодинамический к. п. д. струи, к элементу рабочего аппарата после несложных преобразований:

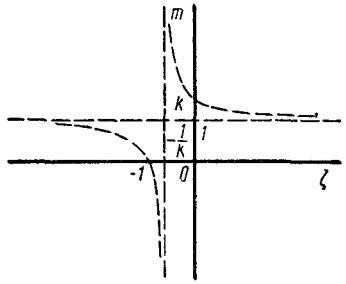


Рис. 204. Зависимость между коэффициентом потерянного напора и показателем политропы при отсутствии внешнего теплообмена

$$\eta_{p.a} = \frac{h_p + h_c}{H} = 1 - \frac{h_r}{H}, \quad \text{(V—19)}$$

где h_p, h_c — изменения пьезометрического и абсолютного скоростного напоров в элементе;

h_r — потерянный напор при относительном движении газа.

Это выражение при помощи формул (V—12, 17б и 13в) можно преобразовать:

$$\eta_{p.a} = 1 - \frac{\zeta}{\psi}\left[\psi\theta' + \varphi^2\left(1 - \varepsilon_{p.a}^{-\frac{2}{m}}\right)\right], \quad \text{(V—19а)}$$

т. е. $\eta_{p.a}$ определяется теми же безразмерными параметрами и величинами, как и $\varepsilon_{p.a}$. Очевидно, что для потоков без потерь и теплообмена ($\zeta = 0$, $m = k$) $\eta_{p.a} = 1$. В случае отсутствия теплообмена, но при наличии трения ζ можно выразить через m и k по формуле (V—18в и 19а), определить зависимости между газодинамическим к. п. д. элемента и политропическим процессом сжатия [III—1].

Пример 1. Определить $\varepsilon_{p.a}$ и $\eta_{p.a}$ по следующим данным: радиус цилиндрического сечения $r = 0{,}6$ *м*, число оборотов $n = 3000$ в минуту, теплообмен отсутствует,

$$c_1 = 100 \text{ м/сек}, \quad \alpha_1 = 90°, \quad p_1 = 1{,}0 \text{ ата}, \quad T_1 = 300°\text{K}, \quad \alpha_2 = 60°.$$

Полагаем $m = 1{,}45$ и $k = 1{,}4$ и $R = 29{,}3$ *кГм/кГ°С* (воздух). Определим предварительные величины по формулам (V—6, 13а)

$$u = \frac{\pi n r}{30} = \frac{3000 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}6}{30} = 188{,}4 \text{ м/сек}; \quad c_{1z} = c_1 = 100 \text{ м/сек}; \quad c_{1u} = 0$$

$$a_1 = \sqrt{kgRT} = \sqrt{1{,}4 \cdot 9{,}81 \cdot 29{,}3 \cdot 300} = \sqrt{121000} = 349 \text{ м/сек}$$

$$M_u = \frac{188{,}4}{349} = 0{,}546; \quad \varphi = \frac{100}{188{,}4} = 0{,}53$$

$$w_{1u} = -188{,}4 \text{ м/сек} \quad w_{1z} = 100 \text{ м/сек}; \quad w_1^2 = 35500 + 1000 = 36500$$

$$c_{2z} \approx c_{1z} = 100 \text{ м/сек},$$

при допущении:

$$w_{2z} \approx w_{1z}$$

$$c_{2u} = c_{2z} \operatorname{ctg} \alpha_2 = 100 \frac{\sqrt{3}}{3} = 57{,}7 \text{ м/сек}; \quad w_{2u} = c_{2u} - u = -130{,}4 \text{ м/сек}$$

$$w_{2u} - w_{1u} = -130{,}4 + 188{,}4 = 58{,}0 \text{ м/сек}; \quad w_{2u} + w_{1u} = -130{,}4 - 188{,}4 = -318{,}8 \text{ м/сек}$$

$$w_1^2 - w_2^2 = 58{,}0 \cdot 318{,}8 = 18400; \quad \bar{w}_1^2 - \bar{w}_2^2 = \frac{18400}{u^2} = \frac{18400}{35500} = 0{,}518.$$

Определим искомые величины по формулам (V—14 и 18в)

$$\varepsilon_{p.a} = \left\{1 + \frac{k-1}{2} M_u^2 \left(\bar{w}_1^2 - \bar{w}_2^2\right)\right\}^{\frac{m}{m-1}} = (1 + 0{,}20 \cdot 0{,}301 \cdot 0{,}518)^{3{,}23} = 1{,}038^{3{,}23} = 1{,}11;$$

$$\zeta = 1 - \frac{m(k-1)}{(m-1)k} = 1 - \frac{0{,}58}{0{,}63} = 1 - 0{,}925 = 0{,}075$$

и по формулам (V—13 в и 16)

$$\psi = 2\frac{w_{2u} - w_{1u}}{u} = \frac{2 \cdot 58{,}0}{188{,}4} = 0{,}615$$

$$\theta' = -\frac{w_{1u} + w_{2u}}{2u} = \frac{318{,}8}{2 \cdot 188{,}4} = 0{,}846.$$

Найдем $\eta_{p.a}$ по (V—19а):

$$\eta_{p.a} = 1 - \frac{\zeta}{\psi}\left[\psi\theta' + \varphi^2\left(1 - \varepsilon_{p.a}^{-\frac{2}{m}}\right)\right] =$$

$$= 1 - \frac{0{,}075}{0{,}615}\left[0{,}615 \cdot 0{,}846 + 0{,}53^2\left(1 - 1{,}11^{-\frac{2}{1{,}45}}\right)\right] = 1 - 0{,}051 = 0{,}949.$$

В общем случае рассмотренные величины меняются от одного элементарного сечения рабочего аппарата ступени к другому, т. е. являются функциями радиуса r или безразмерного радиуса $\bar{r}$. Вопрос о законе этих изменений будет подробно рассмотрен ниже [IV—1, V—4].

Силы, действующие на профиль в решетке

Пользуясь понятием об элементарной ступени, можно течение газа через элементы рабочего или направляющего аппаратов свести к движению его через плоскую прямолинейную решетку (см. рис. 203). Для выяснения силового воздействия потока газа на любой профиль упростим эту задачу, полагая, что равномерный поток газа набегает на решетку из бесконечности и, пройдя ее, уходит в бесконечность, т. е. рассмотрим силы взаимодействия

при протекании газа через изолированную решетку. Такая постановка задачи приближает ее к указанному ранее случаю взаимодействия плоского потока с изолированным профилем (см. стр. 296), но существенно отличается тем, что каждый отдельный профиль нельзя считать изолированным от влияния соседних профилей. Это влияние будет тем больше, чем ближе друг к другу установле-

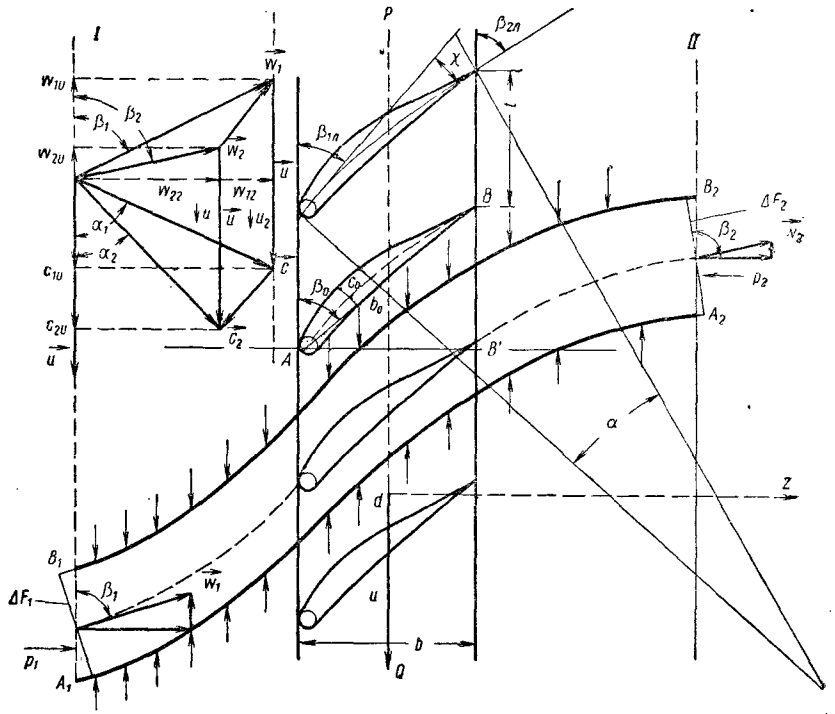


Рис. 205. К определению силы взаимодействия потока с бесконечной прямолинейной решеткой

ны профили в решетке. Густота решетки является одним из новых факторов дополнительно к указанным (угол атаки α_∞, относительная толщина $\bar{c}_0$, форма профиля, угол искривления оси профиля), определяющим зависимость сил взаимодействия изолированного профиля с потоком.

Для выяснения дополнительных факторов, влияющих на силы взаимодействия, необходимо ввести некоторые новые понятия и величины, характеризующие положение профиля в решетке и решетку. Сохраним все принятые определения, данные для геометрии

изолированного профиля: хорда $AB = b_0$, криволинейная ось AB, максимальная толщина c_0, угол кривизны χ. К ним добавим: ось решетки — линию PQ, проходящую через середину ширину решетки по направлению окружной скорости (рис. 205); $AB' = b$; угол установки профиля β_0, т. е. угол наклона хорды профиля b_0 к оси решетки и шаг t — расстояние между двумя именными точками двух соседних профилей по направлению оси решетки. Как и раньше, введем относительные величины для ширины b и шага t решетки, относя их к длине хорды профиля b_0, т. е.

$$\bar{b} = \frac{b}{b_0} = \sin\beta_0; \quad \bar{t} = \frac{t}{b_0}. \qquad (V\text{—}20)$$

Величина, обратная относительному шагу, т. е.

$$k_t = \frac{1}{\bar{t}} = \frac{b_0}{t}$$

называется густотой решетки. (V—20а)

Кроме этих понятий введем два угла $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$, определяемые как углы между касательными к криволинейной оси профиля на входе и выходе и обратным направлением оси решетки (см. рис. 205). Разность этих углов равна углу искривления профиля

$$\chi = \beta_{2л} - \beta_{1л},$$

который определяется как угол между нормалями к криволинейной оси профиля на входе и выходе. (V—20б)

Указывалось (гл. III), что силы взаимодействия изолированного профиля зависят от характеристики режима движения набегающего потока. Основными характеристиками условий движения были безразмерные числа Re и M, вычисляемые по параметрам потока в бесконечности, т. е. c_∞, p_∞ и T_∞.

Переходя к случаю решетки, рассмотрим, какие параметры потока в бесконечности до или после решетки следует принять основные. Решетка как элемент рабочего или направляющего аппарата элементарной осевой компрессорной ступени должна увеличивать давление протекающего через нее газа, уменьшать величину и изменять направление его скорости: относительной для решетки рабочего элемента и абсолютной — направляющего.

Таким образом, при определении характеристических чисел Re и M следует исходить из общего теоретического представления о взаимодействии потока с профилем в решетке. В случае изолированного профиля характерный вектор скорости потока на бесконечности $\vec{c}_\infty$ является в то же время одной из определяющих величин силы взаимодействия потока с профилем по теореме Н. Е. Жуковского.

Продолжая проводить параллель между изолированным профилем и профилем в решетке, получим теорему Н. Е. Жуковского для профиля в решетке. Строгий вывод этой теоремы для профиля решетки значительно нагляднее и проще, чем для изолированного профиля.

Вывод теоремы проведем для решетки рабочего аппарата, т. е. для относительных скоростей. Рассмотрим на достаточно большом удалении до и после решетки два сечения *I* и *II*, параллельные оси решетки *PQ*. Линии тока A_1A_2 и B_1B_2 выделяют один профиль из решетки и отстоят друг от друга на шаг t. Очевидно, что из-за тождественности и повторяемости профилей газодинамические параметры на этих линиях изменяются одинаково. Сечения *I* и *II* находятся на бесконечном удалении от решетки, поэтому скорости и другие газодинамические параметры распределяются в этих сечениях равномерно. Эти параметры обозначим подстрочными значками «1_∞» и «2_∞», например, проекции относительной скорости на оси координат — $w_{1\infty}$ и $w_{1\infty z}$, $w_{2\infty}$ и $w_{2\infty z}$, а соответственные углы с осью решетки — $\beta_{1\infty}$ и $\beta_{2\infty}$. При дальнейшем изложении значок ∞ будем опускать во всех случаях, когда не требуется отличать эти величины от соответствующих значений при входе и выходе из элементов.

Уравнение расходов для A_1B_1 и A_2B_2:

$$\gamma_1 w_{1z} t\Delta r = \gamma_2 w_{2z} t\Delta r = G_t \Delta r, \qquad \text{(V—21)}$$

где G_t — весовой расход, отнесенный к единице высоты элементарной ступени.

После сокращения на $t\Delta r$ и введения углов β_1 и β_2:

$$\gamma_1 w_{1z} = \gamma_2 w_{2z} \quad \text{или} \quad \gamma_1 w_1 \sin\beta_1 = \gamma_2 w_2 \sin\beta_2, \qquad \text{(V—21a)}$$

что следует из плана скоростей (см. рис. 205).

Для получения уравнений, определяющих проекции силы взаимодействия выделенного профиля с потоком, применим закон количества движения к потоку газа, ограниченному линиями A_1A_2 и B_1B_2. Газ входит и выходит в рассматриваемую полосу только через сечения A_1B_1 и A_2B_2. Поэтому изменение количеств движения этой полосы в единицу времени равно разности количеств движений потоков газа через A_2B_2 и A_1B_1 в единицу времени. Согласно (V—21) массы газа, протекающего через эти участки сечений *II* и *I*, равны и определяются по формуле

$$\frac{G_t \Delta r}{g}.$$

Отсюда разность соответствующих количеств движений

$$\Delta\vec{K} = \frac{G_t \Delta r}{g}(\vec{w}_2 - \vec{w}_1).$$

Эта разность по закону количеств движений должна быть равна главному вектору внешних сил, действующих на газ, заключенный в полосе $A_1A_2B_2B_1$. Очевидно, эти силы сводятся к силам давления по контуру $A_1A_2B_2B_1A_1$ и силе реакции тела на газ. Силами трения пренебрегаем. Из определения сил давления и линий A_1A_2 и B_1B_2 соответствующие элементарные силы давления попарно равны по величине, но обратны по знаку (см. рис. 205). Поэтому главный вектор сил давления на этот контур равен геометрической сумме сил давления на выходе A_2B_2, обратных направлению оси z, и силе давления на входе A_1B_1, действующей по оси z, т. е.

$$(p_1 - p_2)\, t\Delta r,$$

и будет направлен по оси z. Обозначим проекции силы реакции тела на газ по осям u, z через: $-R_u\Delta r$ и $R_z\Delta r$, где R_u и R_z являются проекциями силы, возникающей от действия потока газа на элемент лопатки, отнесенной к его высоте Δr. Тогда проекцию главного вектора внешних сил можно представить в таком виде

$$-R_u\Delta r; \qquad -R_z\Delta r + (p_1 - p_2)\, t\Delta r.$$

Эти выражения должны быть равны проекциям $\Delta\vec{K}$ разности количеств движений на соответственные оси, т. е.

$$\Delta K_u = \frac{G_t\Delta r}{g}(w_{2u} - w_{1u}) = -R_u\Delta r$$

$$\Delta K_z = \frac{G_t\Delta r}{g}(w_{2z} - w_{1z}) = -R_z\Delta r + (p_1 - p_2)\, t\Delta r.$$

После сокращения на Δr и несложных преобразований:

$$\left.\begin{aligned} R_u &= \frac{G_t}{g}(w_{1u} - w_{2u}) \\ R_z &= \frac{G_t}{g}(w_{1z} - w_{2z}) + (p_1 - p_2)t. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(V—22)}$$

Для дальнейших преобразований воспользуемся уравнением (V—12a), которое применим к сечениям *I* и *II*. Из этого уравнения, пользуясь теоремой о среднем значении, можно определить пьезометрический напор через скоростной:

$$\int_{p_1}^{p_2}\frac{dp}{\gamma} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma'} = (1 - \zeta)\,\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g},$$

где γ' — среднее значение удельного веса, лежащее между значениями γ_1 и γ_2.

Из последнего равенства определим разность давлений в сечениях *I* и *II*

$$p_1 - p_2 = -(1-\zeta)\gamma' \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}. \qquad \text{(V—23)}$$

Подставляя (V—23) во второе уравнение (V—22) и учитывая, что

$$w_1^2 - w_2^2 = w_{1u}^2 - w_{2u}^2 + w_{1z}^2 - w_{2z}^2,$$

найдем

$$R_z = -(1-\zeta)\frac{\gamma'}{g} \cdot \frac{(w_{1u}+w_{2u})}{2}(w_{1u}-w_{2u})t + \\ + \frac{G_t}{g}(w_{1z}-w_{2z})\left[1-(1-\zeta)\frac{\gamma' t}{G_t} \cdot \frac{w_{1z}+w_{2z}}{2}\right].$$

Для дальнейшего преобразования введем векторную величину

$$\vec{w}_\infty = \frac{1}{2}(\vec{w}_1 + \vec{w}_2) \qquad \text{(V—24)}$$

среднюю скорость на бесконечности. Проекции этой величины на оси $u - z$

$$w_{\infty u} = \frac{1}{2}(w_{1u}+w_{2u}); \quad w_{\infty z} = \frac{1}{2}(w_{1z}+w_{2z}), \qquad \text{(V—24а)}$$

равны средним арифметическим значениям соответственных проекций относительных скоростей в сечениях *I* и *II*. Вектор $\vec{w}_\infty$ составляет с осью решетки угол β_∞:

$$\operatorname{tg}\beta_\infty = -\frac{w_{\infty z}}{w_{\infty u}}. \qquad \text{(V—24б)}$$

Введем далее средний удельный объем на бесконечности

$$\frac{1}{\gamma_\infty} = v_\infty = \frac{1}{2}(v_1+v_2) = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{\gamma_1}+\frac{1}{\gamma_2}\right), \qquad \text{(V—25)}$$

тогда средний удельный вес на бесконечности

$$\gamma_\infty = \frac{2\gamma_1\gamma_2}{\gamma_1+\gamma_2}. \qquad \text{(V—25а)}$$

Полагаем, что ранее введенное среднее значение удельного веса γ' практически равно γ_∞.

Подставим полученные выражения для проекции вектора $\vec{w}_\infty$ и γ_∞ в формулу для R_z, при сделанных предположениях расход

$$G_t = \gamma_\infty w_{\infty z} t \qquad \text{(V—25б)}$$

и после алгебраических преобразований получим:

$$R_z = \frac{\gamma_\infty w_{\infty u}}{g}(w_{1u}-w_{2u})t + \zeta\left[\frac{\gamma_\infty w_{\infty u}}{g}(w_{1u}-w_{2u})t + \right. \\ \left. + \frac{\gamma_\infty w_{\infty z}}{g}(w_{1z}-w_{2z})t\right]. \qquad \text{(V—26)}$$

Проекция R_u при замене расхода G_t по формуле (V—25б):

$$R_u = \frac{\gamma_\infty w_{\infty z}}{g}(w_{1u}-w_{2u})t. \qquad \text{(V—26а)}$$

Сравнение выражений для проекций силы взаимодействия потока с профилем в решетке показывает, что при отсутствии сопротивления ($\zeta = 0$) проекции этой силы пропорциональны одному и тому же выражению

$$\Gamma = (w_{1u}-w_{2u})t. \qquad \text{(V—27)}$$

Это выражение представляет циркуляцию относительной скорости вокруг рассматриваемого профиля по контуру $A_1A_2B_2B_1A_1$. Действительно (см. III—67), циркуляция по этому контуру может быть представлена как сумма интегралов, отвечающих элементам циркуляции на участках: A_1A_2, A_2B_2, B_2B_1 и B_1A_1. Так как линии A_1A_2 и B_1B_2 геометрически и газодинамически идентичны, то интеграл от скорости по A_1A_2 будет равен интегралу по B_2B_1 с обратным знаком (см. рис. 205).

Оставшиеся два интеграла на элементах A_2B_2 и B_1A_1 в соответствии с формулой (III—67) и условием равномерного распределения скоростей на этих элементах будут равны: $-w_{2u}t$ и $w_{1u}t$. Следовательно, сумма интегралов по всем отдельным участкам контура $A_1A_2B_2B_1A_1$, т. е. циркуляция Γ по этому контуру, равна:

$$\Gamma = -(w_{2u}-w_{1u})t,$$

что отвечает выражению (V—27).

Из основных свойств безвихревых потоков, каким является поток, протекающий через решетку при отсутствии сил трения ($\zeta = 0$), вытекает, что циркуляция по контуру $A_1A_2B_2B_1A_1$ равна циркуляции по контуру профиля, т. е. величине Γ. Но так как все профили решетки идентичны, то Γ есть циркуляция любого профиля в решетке. Если учесть потери при протекании потока через решетку, которые сосредоточиваются главным образом у поверхности контура или в узкой полосе за ним, то с достаточным для практики приближением можно полагать, что циркуляции по контуру профиля и по контуру $A_1A_2B_2B_1A_1$ равны.

На основании изложенного получим выражения для проекций силы взаимодействия потока с профилем решетки:

$$R_z = -\frac{\gamma_\infty}{g} \Gamma w_{\infty u}; \quad R_u = \frac{\gamma_\infty}{g} \Gamma w_{\infty u}. \qquad \text{(V—28)}$$

Эти выражения и формулы для проекций силы Жуковского на любые два взаимно перпендикулярных направления (см. III—72 и 71) аналогичны друг другу, если вместо скорости и удельного веса на бесконечности при обтекании изолированного профиля подставить вектор $\vec{w}_\infty$ и удельный вес γ_∞, определенные по формулам (V—24 и 25а) для потока, протекающего через решетку.

Таким образом, теорема Жуковского сохраняет свою силу для любого профиля в решетке и может быть сформулирована следующим образом: сила взаимодействия потенциального потока с любым профилем решетки равна произведению плотности $\left(\frac{\gamma_\infty}{g}\right)$ на величину средней скорости на бесконечности w_∞ и на абсолютную величину циркуляции вокруг контура Γ. Эта сила перпендикулярна вектору $\vec{w}_\infty$ и направлена в сторону, обратную повороту потока при протекании его через решетку.

Величина этой силы, отнесенная к единице высоты решетки,

$$R_0 = \frac{\gamma_\infty}{g} |\Gamma| w_\infty, \qquad \text{(V—28а)}$$

а угол, который она составляет с осью z, с учетом (V—24б):

$$\operatorname{tg} \delta_0 = \frac{R_u}{R_z} = -\frac{w_{\infty z}}{w_{\infty u}} = \operatorname{tg} \beta_\infty. \qquad \text{(V—28б)}$$

Расположение силы R_0 и векторов скоростей $\vec{w}_1$, $\vec{w}_2$ и $\vec{w}_\infty$ видно из рис. 206.

Обратим внимание, что в случае малых степеней повышения давления удельные веса γ_1 и γ_2 незначительно отличаются друг от друга. Полагая их равными, из уравнения расходов (V—21а) найдем, что проекции относительных скоростей на ось z до и после решетки практически равны. При этом допущении из формул (V—24а) следует равенство

$$w_{\infty z} = w_{1z} = w_{2z},$$

т. е. построение вектора $\vec{w}_\infty$ по векторам $\vec{w}_1$ и $\vec{w}_2$ будет иным, чем для случая переменного γ (см. рис. 206). Вектор $\vec{w}_\infty$, полученный в предположении несжимаемости ($\gamma_1 = \gamma_2$), обозначим дополнительным подстрочным индексом «несж». Равенство (V—24б), определяющее угол β_∞, в случае $w_{1z} = w_{2z}$ может быть представлено так:

$$\operatorname{ctg} \beta_{\infty\,\text{несж}} = \frac{1}{2} (\operatorname{ctg} \beta_1 + \operatorname{ctg} \beta_2). \qquad \text{(V—29)}$$

Перейдем к анализу теоремы Жуковского. Из формулы (V—28а) следует, что сила взаимодействия потока с профилем будет равна нулю только в случае, если циркуляция $\Gamma = 0$. По выражению (V—27) циркуляция Γ может обратиться в нуль, если окружные составляющие относительных скоростей перед решеткой и за ней

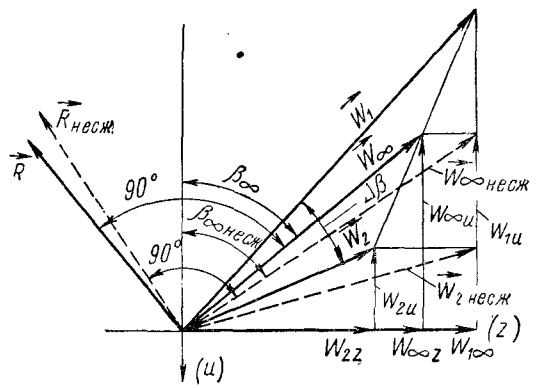


Рис. 206. Относительная скорость на бесконечности и подъемная сила

равны друг другу. Это, при допущении равенства проекций $w_{1z} = w_{2z}$, возможно только при сохранении потоком после решетки своего основного направления. Очевидно в такой решетке из-за отсутствия силы R_u не может быть передачи энергии от профилей к потоку при равномерном вращении решетки вокруг оси компрессора, т. е. она может быть названа нерабочей.

В рабочей решетке поток изменяет свое направление и его относительные скорости до и после решетки, направление которых определяется углами β_1 и β_2, поворачиваются относительно друг друга на угол

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1, \qquad \text{(V—30)}$$

который должен быть положителен в случае компрессорной решетки (см. рис. 206). Абсолютные величины окружных проекций относительных скоростей удовлетворяют неравенству:

$$|w_{2u}| < |w_{1u}|.$$

Следовательно, величина циркуляции Γ будет отрицательна ($w_{1u} < 0$) и на основании формулы (V—28) проекция R_u на окружное направление также отрицательна, т. е. сила R направлена обратно окружной скорости ($w_{\infty z} > 0$). Проекция R_z на основании формулы при сделанных предположениях тоже отрицательна, так как Γ и $w_{\infty u}$ имеют одинаковый знак. Следует подчеркнуть, что все изложенное справедливо только для компрессорных решеток.

Пример 2. Определить силу $\vec{R}$ и ее проекции с учетом и без учета сжимаемости воздуха по следующим данным: $w_1 = 160$ *м/сек*, $\beta_1 = 45°$, $\beta_2 = 60°$, $\varepsilon_{p.a} = 1{,}2$, $t_1 = 20°C$ и $p_1 = 1$ *ата*, сопротивлением пренебречь. Шаг $t = 50$. По уравнению (III—2)

$$\gamma_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{10^4}{29{,}3 \cdot 293} = 1{,}17 \ кГ/м^3;$$

по формуле (V—9) при $m = k$

$$\gamma_2 = \gamma_1 \varepsilon_{p.a}^{\frac{1}{k}} = 1{,}17 \cdot 1{,}2^{\frac{1}{1{,}4}} = 1{,}17 \cdot 1{,}14 = 1{,}34 \ кГ/м^3.$$

Исходя из формулы (V—6),

$$w_{1z} = w_1 \sin \beta_1 = 160 \cdot \sin 45° = 160 \cdot 0{,}707 \approx 113 \ м/сек;$$

по (V—21а)

$$w_{2z} = w_{1z} \frac{\gamma_1}{\gamma_2} = 113 \frac{1{,}17}{1{,}34} = 98{,}5 \ м/сек;$$

по (V—6)

$$w_{2u} = -w_{2z} \operatorname{ctg} \beta_2 = -98{,}5 \operatorname{ctg} 60° = -98{,}5 \cdot 0{,}577 = -56{,}6 \ м/сек$$

и

$$w_{1u} = -w_{1z} \operatorname{ctg} \beta_1 = -113 \operatorname{ctg} 45° = -113 \ м/сек;$$

по (V—27)

$$\Gamma = (w_{1u} - w_{2u}) t = (-113 + 56{,}6) \cdot 0{,}05 = -56{,}4 \cdot 0{,}05 = -2{,}82 \ м^2/сек;$$

из уравнения (V—24а)

$$w_{\infty z} = \frac{1}{2}(w_{1z} + w_{2z}) = \frac{1}{2}(113 + 98{,}5) = 105{,}7 \ м/сек;$$

$$w_{\infty u} = \frac{1}{2}(w_{1u} + w_{2u}) = \frac{1}{2}(-113 - 56{,}6) = -84{,}8 \ м/сек;$$

по теореме Пифагора

$$w_\infty = \sqrt{w_{\infty u}^2 + w_{\infty z}^2} = \sqrt{105{,}7^2 + 84{,}8^2} = \sqrt{18370} = 135{,}6 \ м/сек;$$

по (V—24б)

$$\operatorname{tg} \beta_\infty = -\frac{w_{\infty z}}{w_{\infty u}} = -\frac{105{,}7}{-84{,}8} = 1{,}253; \quad \beta_\infty = 51°25';$$

по (V—25а)

$$\gamma_\infty = \frac{2\gamma_1\gamma_2}{\gamma_1 + \gamma_2} = \frac{2 \cdot 1{,}17 \cdot 1{,}34}{1{,}17 + 1{,}34} = 1{,}25 \ кГ/м^3;$$

из формулы (V—28а)

$$R_0 = \frac{\gamma_\infty}{g} |\Gamma| w_\infty = \frac{1{,}25}{9{,}81} 2{,}82 \cdot 135{,}6 = 48{,}6 \ кГ/м.$$

То же, без учета сжимаемости:

$$\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma_\infty = 1{,}17 \ кГ/м^3; \quad w_{1z} = w_{2z} = w_{\infty z} = 113 \ м/сек;$$

$$\operatorname{ctg} \beta_{2\,несж} = -\frac{w_{2u}}{w_{1z}} = -\frac{-56{,}6}{113} = 0{,}492;$$

по (V—29)

$$\operatorname{ctg} \beta_{\infty\,несж} = \frac{1}{2}(\operatorname{ctg} \beta_1 + \operatorname{ctg} \beta_{2\,несж}) = \frac{1}{2}(1 + 0{,}492) = 0{,}746;$$

$$\beta_{\infty\,несж} = 53°15';$$

$$w_{\infty\,несж} = \sqrt{w_{1z}^2 + w_{\infty u}^2} = \sqrt{113^2 + 84{,}3^2} = 141 \ м/сек.$$

Определим

$$R_{0\,несж} = \frac{\gamma_1}{g} |\Gamma| w_{\infty\,несж} = \frac{1{,}17}{9{,}81} 2{,}82 \cdot 141 = 46{,}6 \ кГ/м.$$

Приведенный пример показывает, что для принятых исходных величин сжимаемость практически мало отражается на величине силы и несколько уменьшает угол наклона вектора $\vec{w}_\infty$ к оси u. Эти заключения справедливы, если циркуляции в сжимаемом и несжимаемом потоке равны.

Исходя из уравнений сил взаимодействия потока с профилем решетки по аналогии с ранее рассмотренным углом атаки изолированного профиля (см. стр. 297), введем понятие об угле атаки профиля в решетке, понимая под этим угол между направлением вектора средней скорости на бесконечности $\vec{w}_\infty$ и направлением хорды профиля (см. рис. 206). Очевидно, этот угол i_∞ определяется тремя углами: β_1, β_2 и β_0. Из конструктивных соображений более удобно вместо углов β_1 и β_2 вводить углы на входе и выходе касательных криволинейной оси профиля, которые в общем случае не равны углам β_1 и β_2. Разность между этими углами на входе называется углом набегания i_1, а на выходе — углом сбегания или отклонения потока i_2.

Таким образом

$$i_1 = \beta_{1л} - \beta_1, \qquad (V—31)$$

$$i_2 = \beta_{2л} - \beta_2. \qquad (V—31а)$$

Очевидно, что эти углы и угол атаки связаны зависимостью, которая может быть получена из ранее приведенных формул. Однако при замене угла i_∞ углом i_1 в формулах, определяющих силу взаи-

модействия потока с профилем решетки, получают неправильные данные о величине и направлении вектора $\vec{R}$. Это приводит при проектировании к ошибкам при определении положения профилей в рабочих и направляющих аппаратах [III—1, IV—1].

Основные газодинамические характеристики профилей в решетке

При изучении силы взаимодействия между потоком и профилем, так же как для изолированного профиля, выясним зависимости проекции силы взаимодействия потока и профиля от основных параметров. Для получения расчетных формул по аналогии с изолированным профилем (III—72, 73, 74) представим силу взаимодействия в проекциях на направление вектора $\vec{w}_\infty$ и перпендикулярное к нему. Обозначим соответственно проекции через R_w и R_a. Как и для изолированного профиля

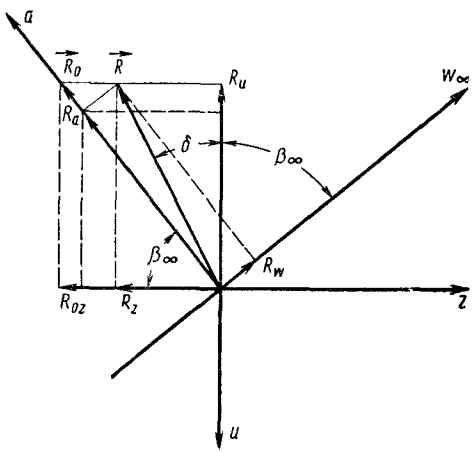


Рис. 207. Влияние силы трения на направление результирующей силы взаимодействия профиля с потоком

$$R_w = C_w \gamma_\infty \frac{w_\infty^2}{2g} b_0;$$

$$R_a = C_a \gamma_\infty \frac{w_\infty^2}{2g} b_0, \qquad \text{(V—32)}$$

где C_w и C_a — коэффициенты сопротивления и подъемной силы; γ_∞ и w_∞ — определяются по формулам (V—24 и 25а).

При отсутствии сопротивлений ($\zeta = 0$) $R_w = 0$ и, значит, $C_w = 0$, т. е. получим формулу Жуковского. Сравнивая для этого случая величину R_a с выражением (V—28а), т. е. полагая $R_a = R_0$, найдем зависимость между абсолютным значением циркуляции профиля и коэффициентом подъемной силы

$$|\Gamma| = \frac{1}{2} C_a w_\infty b_0. \qquad \text{(V—33)}$$

Пользуясь этим выражением, находят циркуляцию профиля по опытным значениям коэффициента C_a.

В случае сопротивления необходимо учитывать все члены, входящие в выражение проекций R_z и R_u, соответственно формулам

(V—26 и 26а). Для определения зависимостей между коэффициентами C_a и C_w и величинами Γ и ζ, входящими в выражение R_u и R_z, воспользуемся формулами аналитической геометрии для проекций при преобразовании одной координатной системы (u — z) в другую (a — w).

Проекции силы $\vec{R}$ на u и z можно представить через R_a, R_w и угол β_∞ (рис. 207):

$$R_u = -R_w \cos\beta_\infty - R_a \sin\beta_\infty,$$
$$R_z = R_w \sin\beta_\infty - R_a \cos\beta_\infty. \qquad \text{(V—34)}$$

С другой стороны, если обозначить разности

$$\Delta w_u = w_{1u} - w_{2u},$$
$$\Delta w_z = w_{1z} - w_{2z}$$

в формулах (V—26 и 26а) и ввести в них величины циркуляции по уравнению (V—27), то проекции

$$R_u = \frac{\gamma_\infty w_\infty}{g} \Gamma \sin\beta_\infty, \qquad \text{(V—34а)}$$

$$R_z = \frac{\gamma_\infty w_\infty}{g} \Gamma \cos\beta_\infty \left[1 - \zeta\left(1 - \frac{\Delta w_z}{\Delta w_u} \operatorname{tg}\beta_\infty\right)\right].$$

Сопоставляя левые и правые части формул (V—34 и 34а) и заменяя R_a и R_w по (V—32), после сокращений и несложных преобразований найдем зависимости между коэффициентами подъемной силы и сопротивления, циркуляцией и коэффициентом потерь:

$$\left.\begin{aligned} \Gamma \sin\beta_\infty &= -\frac{1}{2}(C_w \cos\beta_\infty + C_a \sin\beta_\infty) w_\infty b_0 \\ \Gamma \cos\beta_\infty (1 - N\zeta) &= \frac{1}{2}(C_w \sin\beta_\infty - C_a \cos\beta_\infty) w_\infty b_0, \end{aligned}\right\} \qquad \text{(V—35)}$$

где

$$N = 1 - \frac{\Delta w_z}{\Delta w_u} \operatorname{tg}\beta_\infty. \qquad \text{(V—35а)}$$

Из этих равенств следует, что если известны угол β_∞ и величина N, то по заданным γ, ζ, w_∞ и b_0 можно определить коэффициенты подъемной силы и сопротивления C_a, C_w. Эти же коэффициенты, в свою очередь, при заданных числах M_∞ и Re_∞, а также физических характеристиках газа определят по соответствующим связям угол атаки i_∞ и густоту решетки. Таким образом, по ранее приведенным формулам можно найти положение профиля в решетке. Величина циркуляции, определяемая формулой (V—27), по абсо-

лютному значению пропорциональна напору, создаваемому решеткой. Действительно, сравнивая формулы (V—27 и 7а), находим зависимость между напором и циркуляцией:

$$H = -\frac{u\Gamma}{gt}. \qquad \text{(V—36)}$$

С другой стороны, если воспользоваться коэффициентом напора по первой формуле системы (V—13в), то

$$\Gamma = -\frac{\psi}{2} ut, \qquad \text{(V—36а)}$$

но, по определению, шаг решетки

$$t = \frac{2\pi r}{z}, \qquad \text{(V—37)}$$

где r — радиус цилиндрического сечения, отвечающего данной решетке;

z — число лопаток рассматриваемого венца.

После подстановки (V—37 в V—36а) найдем выражение для циркуляции профиля:

$$\Gamma = -\frac{\psi}{z} \pi r u = -\frac{\psi}{z} \pi r^2 \omega_0 = -\frac{\psi n (\pi D)^2}{120 z}. \qquad \text{(V—38)}$$

Это равенство показывает, что при сделанных допущениях о цилиндричности потока и учете влияния сжимаемости на силу взаимодействия потока с профилями решетки циркуляция профиля на любом диаметре лопаточного венца определяется коэффициентом напора решетки, ее диаметром и числом оборотов машины.

Отметим, что все полученные формулы относились к изолированным решеткам. В действительных условиях они не будут изолированы, так как даже одноступенчатые машины имеют две последовательно работающие решетки — рабочую и направляющую. Поэтому дополнительно к ранее сделанным предположениям все полученные формулы для изолированной решетки применяют к решеткам отдельных ступеней осевого компрессора. При этом полагают, что бесконечно удаленные сечения *I* и *II*, с разных сторон решетки (см. рис. 205), совмещены с сечениями *1* и *2* (см. рис. 203) около решетки. Такое допущение вносит неточность в применяемые формулы, в связи с чем вводят соответствующие поправочные коэффициенты, называемые коэффициентами взаимного влияния решеток. Они зависят, при заданном облопачивании статора и ротора, от числа решеток, предшествующих данной, и поправка увеличивается с возрастанием их числа.

Рассмотрим теперь профиль решетки. В настоящее время в качестве исходного профиля решеток осевого компрессора применяют

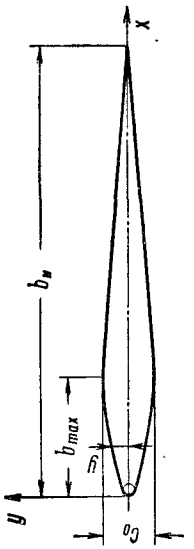


Рис. 208. Исходные аэродинамические профили и их координаты

| | | |

симметричные профили, схема и координаты которых даны в таблице на рис. 208. Координаты x и y выражены в процентах от хорды профиля $b_н$. Поэтому приведенные данные не зависят от конкретных размеров профиля и их можно применять для любых размеров лопаток.

Для перехода от симметричного исходного профиля к криволинейному соответствующей решетки можно воспользоваться геометрическим методом построения.

Криволинейную ось профиля решетки выполняют в виде либо одной или двух круговых дужек, либо дуги параболы. Задавшись криволинейной осью и выбрав исходный симметричный профиль,

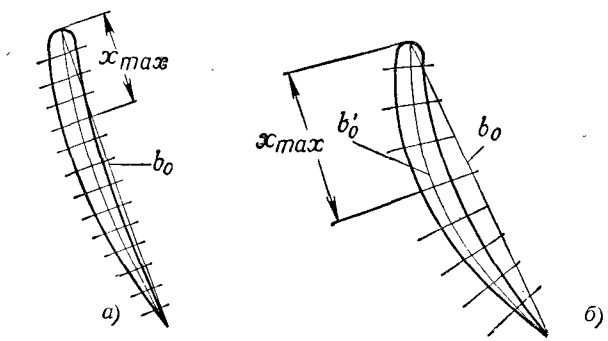


Рис. 209. Способы построения профиля в решетке:
а — слабо изогнутая ось; *б* — сильно изогнутая ось

необходимо «одеть» криволинейную ось по координатам выбранного профиля.

Если ось профиля в решетке сравнительно мало изогнута (χ невелико), то среднюю линию или ось исходного профиля совмещают с хордой профиля b_0 (рис. 209,*а*), т. е. полагают $b_н = b_0$, и делят ее точками, отвечающими координатам x из таблицы выбранного исходного профиля. Через эти точки проводят перпендикуляры к хорде b_0, на которых в разные стороны от точек их пересечения с криволинейной осью откладывают в соответствующем масштабе координаты y из той же таблицы.

При сильно изогнутой криволинейной оси профиля (рис. 209, *б*) ось исходного профиля совмещают с ее дугой, т. е. полагают $b_н$ исходного профиля равным длине b_0' криволинейной оси профиля. На этой оси наносят в соответствующем масштабе координаты x по таблице профиля и в полученных точках деления проводят нормали к криволинейной оси, на которых в разные стороны от нее откладывают координаты y также в соответствующем масштабе.

Найдя геометрическую форму профиля, зная шаг решетки по (V—37) и определяя по формулам (V—31 и 31а) углы входа и выхода оси профиля, получим все элементы искомой решетки. Углы $\beta_{1л}$

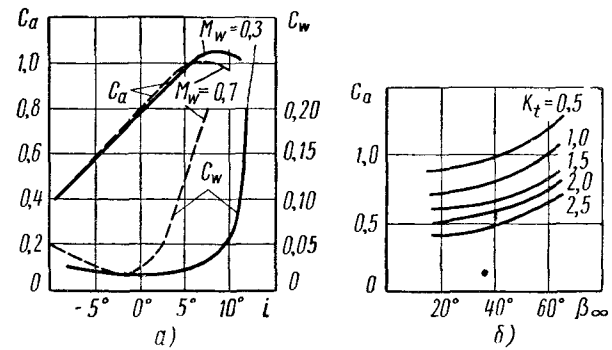


Рис. 210. Зависимости C_a и C_w от:
а — угла набегания i; *б* — угла β_∞

и $\beta_{2л}$ могут быть найдены по углам β_1 и β_2 только в случае, если известны углы набегания и сбегания потока с профиля i_1 и i_2. Эти углы обычно определяют на основании опытных данных, связывающих коэффициенты подъемной силы и сопротивления с характеристиками решетки и потока. На рис. 210 и 211 представлены зависимости коэффициентов C_a и C_w от угла набегания i_1, густоты k_t, угла β_∞ и чисел

$$M_{w1} = \frac{w_1}{a_1}; \quad M_u = \frac{u}{a_1}, \qquad \text{(V—39)}$$

где a_1 — скорость звука на входе в решетку, т. е.

$$a_1 = \sqrt{kgRT_1}. \qquad \text{(V—39а)}$$

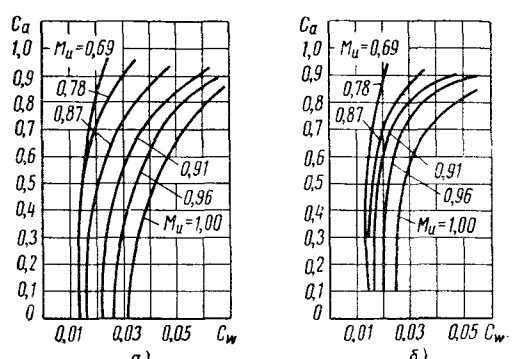


Рис. 211. Влияние числа M_u на коэффициент подъемной силы C_a и коэффициент сопротивления C_w при относительных толщинах:
а — 10%; *б* — 6%

Пользуясь этими графиками, по вычисленным значениям C_a и C_w можно найти угол набегания i_1, густоту решетки k_t и угол β_∞ либо непосредственно, либо путем последовательных приближений

полностью определить элементы решетки и ее газодинамические характеристики.

Угол i_2 для нормальных расчетных режимов может быть определен по полуэмпирической формуле, предложенной Хоуэллом [V—1],

$$i_2 = m_0 \frac{\chi}{\sqrt{k_t}}, \qquad \text{(V—39б)}$$

где коэффициент

$$m_0 = 0{,}18 + 0{,}92 x_{max}^2 - 0{,}002\beta_2,$$

x_{max} отвечает максимуму прогиба криволинейной оси профиля (см. рис. 209); обычно $x_m = 0{,}4 \div 0{,}5$.

Изложенный метод определения решетки рабочего аппарата можно полностью перенести на решетку элемента направляющего аппарата при условии замены векторов относительных скоростей и соответствующих им углов на векторы абсолютных скоростей и их углы.

ТЕОРИЯ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

Основные характеристики элементарной ступени и ее частей

Газодинамические характеристики элементарной ступени можно получить на основании газодинамических характеристик рабочего и направляющего аппаратов; при этом учитывают дополнительные явления, происходящие в зазоре между ними. Если считать, что эти явления уже учтены в расчетах газодинамики элементов при выборе сечений *1*, *2* и *3* (см. рис. 202), проходящих через середины зазоров между рабочими и направляющими аппаратами, то, применяя к этим сечениям уравнение энергии в абсолютных скоростях (III—16), получим, как и в центробежных машинах, такие уравнения:

$$\left.\begin{aligned} \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\gamma} + h_{r\,р.а} &= H \\ \frac{c_3^2 - c_2^2}{2g} + \int_{p_2}^{p_3} \frac{dp}{\gamma} + h_{r\,н.а} &= 0. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(V—40)}$$

Складывая эти уравнения

$$\frac{c_3^2 - c_1^2}{2g} + \int_{p_1}^{p_3} \frac{dp}{\gamma} + h_{r\,ст} = H, \qquad \text{(V—40а)}$$

найдем энергетическое уравнение для всей элементарной ступени. Из этого уравнения следует, что потерянный напор в элементарной ступени $h_{r\,ст}$ равен сумме потерянных напоров в элементах рабочего и направляющего аппаратов. В этот напор войдут потери в зазорах, если они были учтены в элементах ступени. Допуская

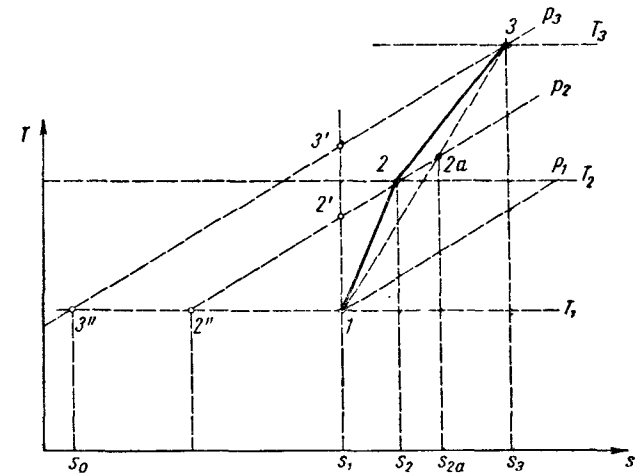


Рис. 212. Процесс элементарной ступени в s, T-диаграмме

справедливыми для потерь в элементах рабочего и направляющего аппаратов выражения (V—12) и (III—95), т. е. полагая

$$\left.\begin{aligned} h_{r\,р.а} &= \zeta_{р.а} \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}, \qquad (w_1 > w_2) \\ h_{r\,н.а} &= \zeta_{н.а} \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g}, \qquad (c_2 > c_3), \end{aligned}\right\} \qquad \text{(V—41)}$$

где коэффициенты $\zeta_{р.а}$ и $\zeta_{н.а}$ учитывают также потери в зазорах, получим для потерянного напора во всей элементарной ступени выражение

$$h_{r\,ст} = \zeta_{р.а} \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \zeta_{н.а} \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g}. \qquad \text{(V—41а)}$$

В общем случае интеграл в уравнении (V—40а) (пьезометрический напор) вычисляется для различных зависимостей удельного веса от давления на участках *1—2* и *2—3* (рис. 212), так как тепловые режимы и характер сопротивлений элементов рабочего и направляющего аппаратов различны. Физический процесс в элементарной

ступени условно представлен в s, T-диаграмме ломаной линией *1—2—3*. Если допустить единообразие физического процесса в элементах обоих аппаратов, то при сохранении значений давлений в сечениях *1*, *2* и *3* такой процесс условно изобразится прямой *1 2а 3*. При переходе от процесса *1—2—3* к новому процессу конечные параметры газа элементарной ступени не изменяются, также сохраняется давление в сечении *2* между аппаратами. Однако другие параметры в этом сечении (температура, энтропия, удельный вес) меняются. Суммарный потерянный напор, в первом случае выраженный суммой площадей двух трапеций $s_1 12 s_2$ — для рабочего и $s_2 23 s_3$ — для направляющего аппарата, также изменяется. Во втором же случае он представлен меньшей площадью трапеции $s_1 12a3 s_3$. Обычно разность этих площадей незначительна и поэтому при технических расчетах можно полагать сжатие во всей ступени по одному закону. Если обозначить показатель условного политропического процесса в ступени через m и допустить равенство абсолютных скоростей входа и выхода в ступень ($c_1 = c_3$), то на основании уравнения (V—40а) напор в элементарной ступени

$$H = \int_{p_1}^{p_3} \frac{dp}{\gamma} + h_{r\,ст}. \qquad (V—42)$$

С другой стороны, при отсутствии внешнего теплообмена в элементарной ступени в соответствии с формулой (III—32) напор H будет равен разности теплосодержаний в сечениях *3* и *1*.

$$AH = i_3 - i_1. \qquad (V—42а)$$

Полагая, что на участке элементарной ступени теплоемкость не изменяется, из уравнений (V—42 и V—42а), так же как для центробежных компрессоров, определим условный политропический к.п.д. элементарной ступени

$$\eta_{ст} = \frac{m(k-1)}{k(m-1)}. \qquad (V—43)$$

При $m = k$ эта формула будет равна единице, т. е. при сделанных предположениях адиабатический закон сжатия возможен только при отсутствии потерь в ступени.

Дальнейшие выводы термодинамики элементарной ступени совпадают с приведенными в предыдущем разделе для центробежных компрессоров.

При неравенстве скоростей c_3 и c_1 предшествующие выводы сохранятся, если вместо действительных энтальпий рассматривать энтальпии торможения по формуле (III—26). Введем удельную полезную работу элементарной ступени, как сумму изменения скоростного напора и удельной работы повышения давления по адиабатическому закону, т. е. примем ее равной адиабатическому напору в тепловых единицах:

$$AH_{ад} = A\frac{c_3^2 - c_1^2}{2g} + i_{3ад} - i_1 = i^*_{3ад} - i^*_1. \qquad (V—44)$$

Разность энтальпий вычислена для адиабатического процесса и, следовательно, равна удельной работе сжатия в этом процессе в тепловых единицах. На рис. 212 эта работа представлена площадью $s_0 3'' 3' s_1$. При таком определении полезного напора к.п.д. элементарной ступени

$$\eta_{ад} = \frac{i^*_{3\,ад} - i^*_1}{i^*_3 - i^*_1}. \qquad (V—45)$$

Этот к. п. д. называется адиабатическим коэффициентом полезного действия элементарной ступени. Так же как для центробежной ступени, он меньше соответствующего политропического коэффициента. Разность величин этих коэффициентов пропорциональна разности политропической и адиабатической удельных работ сжатия при одинаковых начальном и конечном давлениях. В тепловых единицах графически эта разность изобразится площадью треугольника *1—3'—3* (см. рис. 212). Эти к. п. д. аналогичны соответствующим к. п. д. ступени центробежных компрессоров.

Для выяснения зависимости к. п. д. элементарной ступени от к. п. д. ее частей в общем случае при $c_1 = c_3$ можно воспользоваться формулой

$$\eta_{ст} = \eta_{р.а} - \frac{\zeta_{н.а}}{\zeta_{р.а}}(\eta_{р.а} - \eta_{д.р.а}), \qquad (V—46)$$

где к. п. д. элемента рабочего аппарата определяется формулой

$$\eta_{р.а} = 1 - \frac{h_r}{H} = 1 - \frac{\zeta_{р.а}}{2} \cdot \frac{w_1^2 - w_3^2}{u(w_{3u} - w_{1u})}, \qquad (V—47)$$

которая вытекает из (V—19 и 12) после замены полного напора по формуле (V—7а), а величина $\eta_{д.р.а}$ представляет собой диффузорный к. п. д. элемента рабочего аппарата, определяемого по уравнению (III—19),

$$\eta_{д.р.а} = 1 - \zeta_{р.а}. \qquad (V—47а)$$

Таким образом, по формуле (V—46) можно определить к. п. д. элементарной ступени, если известны коэффициенты потерь в элементах рабочего и направляющего аппаратов и к. п. д. рабочего.

Если принять, что потери в рабочем и направляющем аппаратах определяются одинаковыми коэффициентами ($\zeta_{р.а} = \zeta_{н.а}$), что эквивалентно одинаковым показателям политроп в частях элементарной ступени, то из формулы (V—46) вытекает равенство к. п. д.

элементарной ступени диффузорному к. п. д. элемента направляющего аппарата, который также будет диффузорным к. п. д. элемента рабочего аппарата.

Пример 3. $\eta_{р.а} = 0{,}96$, $\zeta_{р.а} = 0{,}07$, $\zeta_{н.а} = 0{,}11$. Найти к. п. д. элементарной ступени.

По формуле (V—47а)

$$\eta_{д.р.а} = 1 - \zeta_{р.а} = 1 - 0{,}07 = 0{,}93$$

по (V—46)

$$\eta_{ст} = \eta_{р.а} - \frac{\zeta_{н.а}}{\zeta_{р.а}}(\eta_{р.а} - \eta_{д.р.а}) = 0{,}96 - \frac{0{,}11}{0{,}07}(0{,}96 - 0{,}93) = 0{,}91.$$

В некоторых случаях удобно в выражении $\eta_{р.а}$ (V—47) заменить $\zeta_{р.а}$ через коэффициенты подъемной силы и сопротивления профиля в решетке этого элемента. Для этого воспользуемся формулами (V—35), из которых исключим циркуляцию Γ почленным их делением друг на друга, тогда

$$\zeta_{р.а} = \frac{\mu}{(\sin\beta_\infty + \mu\cos\beta_\infty) N \cos\beta_\infty}, \qquad (V—48)$$

где μ есть обратное качество профиля, определяемого по формуле

$$\mu = \frac{C_w}{C_a}.$$

Подставляя полученное выражение для $\zeta_{р.а}$ в формулу (V—47), находим к. п. д. элемента рабочего аппарата

$$\eta_{р.а} = 1 - \frac{\mu}{\sin\beta_\infty + \mu\cos\beta_\infty}\frac{w_\infty}{u}. \qquad (V—48а)$$

Таким образом, зная кинематические элементы потока на бесконечности (w_∞ и β_∞) в относительном движении, величину переносной (окружной) скорости решетки (u) и обратное качество профиля (μ), можно определить к. п. д. элемента рабочего аппарата. Пользуясь той же формулой для $\zeta_{р.а}$ и по аналогии для $\zeta_{н.а}$, определим по формуле (V—47а) диффузорный к. п. д. элементов рабочего и направляющего аппаратов через те же величины, характеризующие взаимодействие потока с профилем решетки. В частности, если можно пренебречь изменением осевых скоростей w_z и c_z, т. е. приближенно положить Δw_z и Δc_z равными нулю, то на основании тех же формул для диффузорных к. п. д. получим выражения:

$$\left.\begin{aligned}\eta_{д.р.а} &= \frac{1 - \mu_{р.а}\operatorname{tg}\beta_\infty}{1 + \mu_{р.а}\operatorname{ctg}\beta_\infty}\\ \eta_{д.н.а} &= \frac{1 - \mu_{н.а}\operatorname{tg}\alpha_\infty}{1 + \mu_{н.а}\operatorname{ctg}\alpha_\infty}\end{aligned}\right\} \qquad (V—49)$$

Для вычисления по вышеприведенным формулам коэффициентов сопротивления и различных к. п. д. элементов аппаратов, а также

всей ступени достаточно построить графики, аналогичные денным на рис. 210 и 211. Пользуясь этими же графиками и ными диаграммами профилей, приведенными на рис. 131, изучить зависимость названных величин от основных парам характеризующих течение газа через элементарную ступень.

Как известно, для элементов рабочего и направляющего ратов режим течения определяется:

газовой постоянной R и показателем адиабаты k в случае ных газов и характеристиками:

потока на входе в соответствующие элементы, которые ляются числами Re и M, отнесенным для элемента рабочего рата к входным параметрам газа в относительном движении, элемента направляющего аппарата к входным параметра в абсолютном движении;

решеток рабочего и направляющего аппаратов: густото кривизной средней линии профиля (χ), углом установки (β_0 и типом исходных профилей;

взаимодействия решеток с потоком, который количественно деляется углом атаки (i_∞), переносной скоростью решетки (u) чего аппарата, коэффициентом напора (ψ) и расхода (φ), реакц внешнего теплообмена, если он учитывается.

Все перечисленные величины влияют на качество работ ментарной ступени, на ее геометрические размеры и окр скорость при заданных условиях работы. Однако многие связаны между собой, поэтому нет необходимости рассмат их как независимые параметры.

Например, все параметры входа в элемент направляющего рата будут определены, если известны характеристики эл рабочего аппарата.

Пример 4. Определить числа M_{c1}, M_u по заданным; $\beta_1 = 45°$, и $M_{w1} = 0{,}707$.

По (V—6, 13 и 13в)

$$\bar{c}_1^2 = \varphi^2 + (1 - \varphi\operatorname{ctg}\beta_1)^2 = 0{,}5^2 + (1 - 0{,}5)^2 = 0{,}5$$

$$\bar{c}_1 = \sqrt{0{,}5} = 0{,}707$$

Из последнего уравнения (V—6а) в безразмерном виде при замене M_{c1} получим

$$(1 - \bar{c}_1^2) M_u^2 - 2M_{w1}\cos\beta_1 M_u + M_{w1}^2 = 0,$$

откуда

$$M_u = \frac{M_{w1}\cos\beta_1 \pm \sqrt{M_{w1}^2\cos^2\beta_1 - M_{w1}^2(1 - \bar{c}_1^2)}}{1 - \bar{c}_1^2} =$$

$$= \frac{0{,}707 \cdot 0{,}707 \pm \sqrt{0{,}5 \cdot 0{,}5 - 0{,}5 \cdot 0{,}5}}{1 - 0{,}5} = 1$$

и

$$M_{c1} = \bar{c}_1 M_u = 0{,}707 \cdot 1 = 0{,}707.$$

Изменение газодинамических параметров элементарной ступени — абсолютной скорости, давления и температуры по условной средней линии тока в лопаточных каналах элементов, относительной скорости в элементарном канале рабочего аппарата — показано на рис. 213. Там же нанесены площади живых сечений каналов, т. е. сечений, перпендикулярных к вектору средней скорости в данном месте канала.

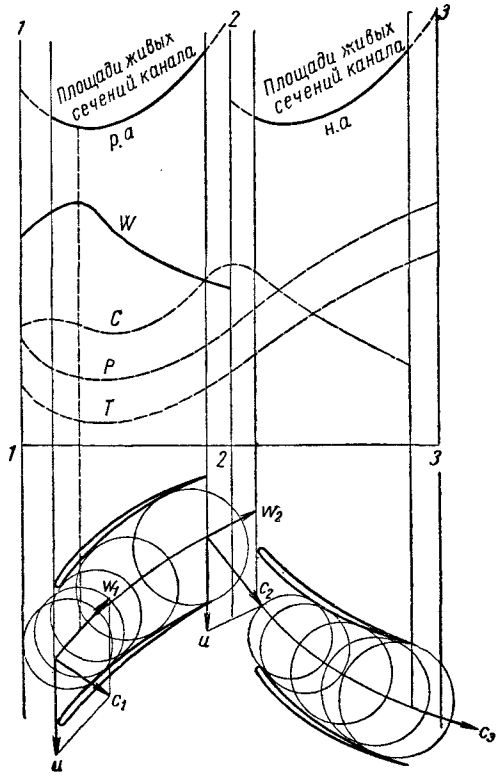


Рис. 213. Характер изменения основных газодинамических параметров в элементарной ступени

Сечение канала рабочего аппарата сначала несколько убывает, а затем возрастает, что вызывает соответствующее увеличение, а затем уменьшение относительной скорости.

Такой характер изменения скорости и площади сечения соответствует известному (см. стр. 278) подкритическому течению газа в сопле Лаваля. В элементе рабочего аппарата повышение давления создается только вследствие уменьшения скорости, поэтому в его каналах нельзя допускать перехода относительной скорости через ее критическое значение в минимальном сечении и дальнейшее увеличение в надкритической области. В противном случае возникало бы разрежение, а не сжатие в элементе рабочего аппарата, которое, в конечном счете, привело бы к повышению давления из-за удара уплотнения, но это было бы (см. стр. 279) сопряжено с потерей механической энергии и выделением тепла.

Во избежание подобных явлений необходимо, чтобы в минимальном сечении рассматриваемого канала число M_w было не выше единицы. Отсюда следует, что на основании элементарной теории сопла Лаваля (см. стр. 275) число M_{w1} на входе в элемент рабочего

аппарата должно быть меньше единицы. На рис. 214 дана качественная зависимость максимума M_{w1} от отношения минимального сечения к живому сечению на входе. С уменьшением этого отношения допустимое верхнее значение M_{w1} на входе в элемент рабочего аппарата резко падает. Все рассуждения о влиянии M_{w1} на характер течения в канале элемента рабочего аппарата должны рассматриваться как качественное приближение, определяющее верхнее допустимое значение величины M_{w1}. В действительности, вследствие искривления канала скорости в различных точках его сечений не будут одинаковы; критические и бóльшие значения могут быть достигнуты не во всем сечении, а в отдельных его точках. Поэтому влияние входного числа M_{w1} на течение в канале будет различно при неодинаковых условиях входа газа. Если ввести понятие о критическом значении числа M_{w1}, как о значении, при котором в том или ином сечении канала местные скорости достигают критической скорости (звука), то эта величина, которую обозначим $M_{кр1}$, изменяется в зависимости от угла набегания i_1 потока. На рис. 214, *б* приведена эта зависимость, а также зависимость максимума M_{w1} от i_1.

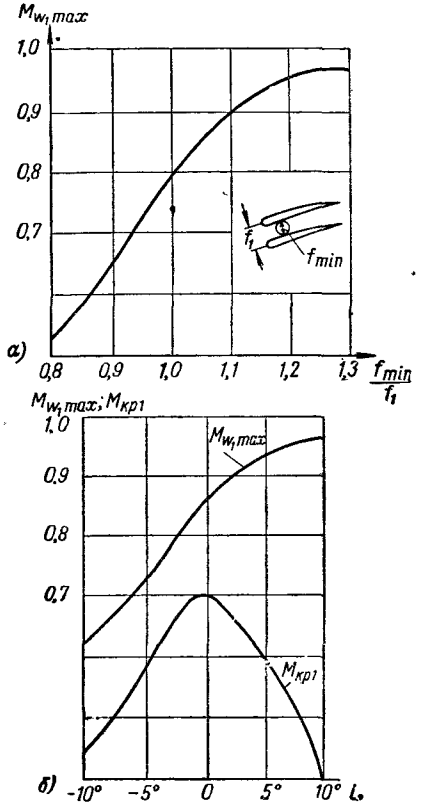


Рис. 214. Зависимости $M_{w_1 max}$ от: a — $\frac{f_{min}}{f_1}$; $б$ — угла набегания i_1

Для случая $M_{w1} < M_{кр1}$ явление сжимаемости будет мало влиять на кинематику течения через решетки профилей и на их характеристики. Однако влиянием M_{w1} нельзя пренебрегать при $M_{w1} > M_{кр1}$.

Все приведенные выводы переносятся также на канал элемента направляющего аппарата при замене относительных скоростей на абсолютные и числа M_{w1} на M_{c2}, которое вычислено по абсолютной скорости и скорости звука на входе в этот канал.

Давление при входе в элемент рабочего аппарата (см. рис. 213) вначале может несколько снижаться, если минимальное сечение меньше входного, однако затем при правильно сконструированной ступени будет увеличиваться. Тот же характер имеет кривая температур.

Трение и вихреобразование при протекании газа через каналы элементарной ступени в первую очередь будут влиять на диффузорный эффект каналов. Правильная организация потока в элементарной ступени, при которой отсутствуют быстрые нарастания и последующие срывы пограничных слоев, улучшает диффузорные к. п. д. рабочих и направляющих каналов элементарной ступени, а также уменьшает ударные явления и отрывы на входе в решетки элементов. При этом увеличивается к. п. д. элементарной ступени. Таким образом, в соответствии с ранее отмеченным, потери в элементарной ступени включают не только потери внутри каналов элементов рабочих и направляющих аппаратов, но также и потери на входе в них, которые будут зависеть от взаимного влияния этих элементов и от предшествующих ступеней. Очевидно, что все эти потери определяются теми же величинами, что и характеристики взаимодействия потока с профилями в элементах рабочего и направляющего аппаратов.

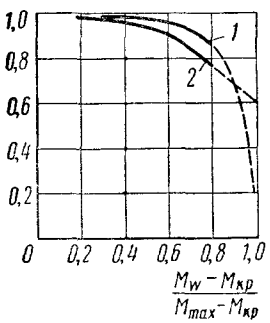


Рис. 215. Зависимость к. п. д. решетки и угла поворота потока от числа $M_w > M_{кр}$: $1 - \eta/\eta_{max}$, $2 - \Delta\beta/\Delta\beta_{max}$

Приведем некоторые расчетные формулы, связывающие главные расчетные характеристики элементов аппаратов с основными газодинамическими и конструктивными параметрами соответствующих им решеток.

Из предшествующего изложения, а также соображений подобия газовых потоков вытекает особо важное значение правильного выбора числа M_{w1} на входе в элемент рабочего аппарата. На рис. 215 представлены зависимости диффузорного к. п. д. решетки, отнесенного к $\eta_{д\,max}$, и изменение угла поворота потока в решетке $\Delta\beta$ к $\Delta\beta_{max}$ от отношения разностей $M_{w1} - M_{кр1}$ к $M_{1\,max} - M_{кр1}$. С увеличением числа M_{w1} на входе в решетку за предел, соответствующий $M_{кр1}$, $\eta_д$ и $\Delta\beta$ вначале изменяются медленно, но после того как отношение

$$\bar{X} = \frac{M_{w1} - M_{1кр}}{M_{1\,max} - M_{1кр}}$$

достигнет величины 0,4, эти значения начинают резко падать. Например, изменение M_{w1} от угла i_1 при указанном отношении $\bar{X}$ (см. рис. 214, *б*) следующие:

i_1	−10°	−5°	−0°	5°	10°
$M_{1кр}$	0,45	0,58	0,70	0,60	0,41
M_{1max}	0,63	0,73	0,86	0,94	0,97
M_{w1}	0,52	0,64	0,76	0,74	0,63

Если не учитывать сжимаемость, то при $\bar{X} < 0{,}4$ практически $\eta_д = \eta_{д\,max}$, а угол отклонения потока отличается от $\Delta\beta_{max}$ на 4—5%.

Вторым существенным параметром, определяющим силы взаимодействия потока с профилем в решетке, является вектор скорости на бесконечности $\vec{w}_\infty$. Находим этот вектор по уравнению (V—28а), а угол β_∞, который он образует с осью решетки, при допущении $w_{1z} = w_{2z}$ — по формуле (V—29). С другой стороны, при том же допущении разность котангенсов углов

$$\operatorname{ctg}\beta_1 - \operatorname{ctg}\beta_2 = \frac{gH}{uw_{1z}} = \frac{1}{2}\frac{\psi}{\varphi}, \qquad \text{(V—50)}$$

что следует из формул (V—13в и 7б) для ψ и φ.

Из совместного рассмотрения формул (V—29 и 50) находим, что при заданных φ, ψ и β_∞ углы β_1 и β_2 определяются выражениями:

$$\left.\begin{aligned}\operatorname{ctg}\beta_1 &= \operatorname{ctg}\beta_\infty + \frac{1}{4}\frac{\psi}{\varphi}\\ \operatorname{ctg}\beta_2 &= \operatorname{ctg}\beta_\infty - \frac{1}{4}\frac{\psi}{\varphi}.\end{aligned}\right\} \qquad \text{(V—51)}$$

Далее зависимость $\operatorname{ctg}\beta_\infty$ от φ и ψ найдем при дополнительном условии осевого входа газа в элемент рабочего аппарата, т. е. $c_{1u} = 0$. В этом случае $w_{1u} = -u$, что следует из треугольника скоростей на входе в элемент рабочего аппарата (см. рис. 197) и из формул (V—6). После подстановки этого равенства в (V—29), с учетом значений ψ и φ:

$$\operatorname{ctg}\beta_\infty = \frac{1 - \frac{\Delta w}{2u}}{\frac{w_\infty}{u}} = \frac{1 - \frac{1}{4}\psi}{\varphi}. \qquad \text{(V—52)}$$

После подстановки (V—52) в (V—51), при сделанных допущениях,

$$\operatorname{ctg}\beta_1 = \frac{1}{\varphi}; \quad \operatorname{ctg}\beta_2 = \frac{1}{\varphi}\left(1 - \frac{\psi}{2}\right). \qquad \text{(V—53)}$$

В некоторых случаях вместо коэффициента ψ вводят коэффициент адиабатического напора

$$\psi_{ад} = \frac{2gH_{ад}}{u^2}, \qquad (V—54)$$

$H_{ад}$ — напор идеальной элементарной ступени без потерь ($\zeta_{р.а} = \zeta_{н.а} = 0$), т. е.

$$H_{ад} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\gamma} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[(\varepsilon_{ст}^*)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \qquad (V—55)$$

где $\varepsilon_{ст}^*$ — отношение давлений, отвечающее температурам торможения,

$$\varepsilon_{ст}^* = \left(\frac{T_2^*}{T_1^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \qquad (V—56)$$

Очевидно, что $\varepsilon_{ст}^*$ связано с отношениями давлений $\varepsilon_{р.а}^*$ и $\varepsilon_{н.а}^*$ в элементах рабочего и направляющего аппаратов равенством

$$\varepsilon_{ст}^* = \frac{p_2^*}{p_1^*} \cdot \frac{p_3^*}{p_2^*} = \varepsilon_{р.а}^* \cdot \varepsilon_{н.а}^*. \qquad (V—56а)$$

Сопоставляя $\psi_{ад}$ с ψ по формуле (V—13в), находим, что отношение этих коэффициентов равно отношению соответствующих напоров. По уравнению (V—45) это отношение равно адиабатическому к. п. д. элементарной ступени:

$$\psi = \frac{\psi_{ад}}{\eta_{ад}}. \qquad (V—57)$$

Некоторые из предшествующих формул удобно связать с понятием кинематической реакции θ' элемента рабочего аппарата, которая определялась формулой (V—16). Из сравнения этой формулы с (V—29) для $\operatorname{ctg} \beta_\infty$ следует, что

$$\theta' = \varphi \operatorname{ctg} \beta_\infty. \qquad (V—58)$$

Знак θ' совпадает со знаком $\operatorname{ctg} \beta_\infty$, который, как правило, при принятом отсчете углов β_∞ положителен, так как β_∞ не больше прямого.

Как правило, верхний предел θ' не превосходит единицы, поэтому можно полагать

$$\frac{\pi}{2} \geqslant \beta_\infty \geqslant \operatorname{arc\,tg} \varphi.$$

Различные случаи скоростных треугольников, отвечающих возможным величинам реакций θ', показаны на рис. 216. Из этих чер-

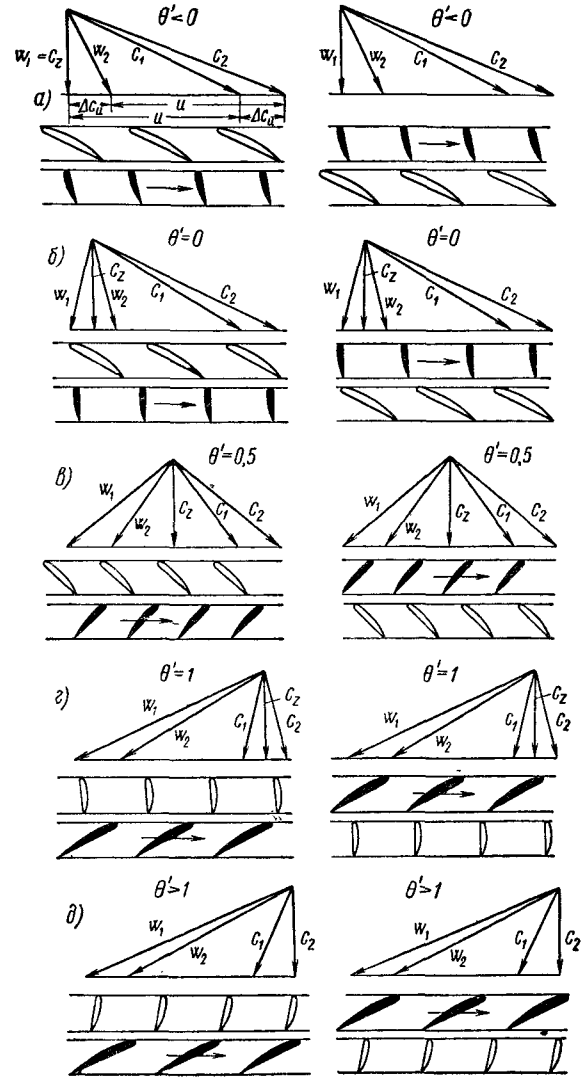


Рис. 216. Треугольники скоростей ступеней с одинаковыми напорами и различной степенью реакции: слева: и. а + р. а, справа: р. а + н. а

тежей могут быть найдены углы β_∞. В осевых компрессорных ступенях обычно применяют *б*, *в* и *г*.

В заключение этого параграфа приведем формулу, вывод которой аналогичен формуле (V—14) для элемента рабочего аппарата, связывающую ε^* ступени с коэффициентом ψ и числом M_{u1}:

$$\varepsilon^*_{ст} = \left[1 + \frac{1}{2}(1 - \zeta_{вн})(k-1)\psi M^2_{u1}\right]^{\frac{m}{m-1}}, \qquad (V—59)$$

где $\zeta_{вн}$ — коэффициент, учитывающий внешние теплопотери ступени;
m — показатель политропы сжатия при этих потерях.

В случае, если внешний теплообмен отсутствует ($\zeta_{вн} = 0$), формула (V—59) превращается, ввиду равенства (V—43), в выражение

$$\varepsilon^*_{ст} = \left(1 + \frac{k-1}{2}\psi M^2_{u1}\right)^{\frac{k}{k-1}\eta_{ст}}. \qquad (V—59а)$$

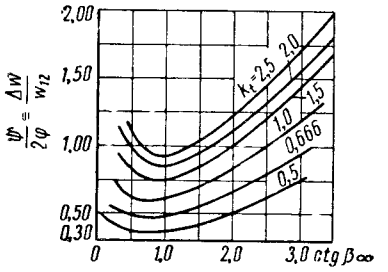


Рис. 217. Зависимость коэффициента закрутки $\frac{\Delta w_u}{w_{1z}}$ от ctg β_∞ при различной густоте решетки

Предшествующие формулы, вытекающие из выражения (V—50), могут быть связаны с величиной густоты решетки при помощи полуэмпирической формулы Хоуэлла—Холщевникова [III—2, V—3], которая в общем виде может быть записана при условии $w_{1z} = w_{2z}$ так:

$$\operatorname{ctg}\beta_1 - \operatorname{ctg}\beta_2 = \frac{C}{1 + \frac{1,5}{k_t}}, \qquad (V—59б)$$

где постоянная $C = 1,5 \div 1,55$.

Пользуясь (V—59б), по найденным углам β_1 и β_2 определим густоту решетки

$$k_t = \frac{1,5}{\frac{C}{\operatorname{ctg}\beta_1 - \operatorname{ctg}\beta_2} - 1} = \frac{1,5}{\frac{2C\varphi}{\psi} - 1}. \qquad (V—59в)$$

Таким образом, густота решетки также определяется по заданным коэффициентам напора ψ и расхода φ. В некоторых случаях удобно пользоваться графиком (рис. 217), представляющим зависимость коэффициента закрутки

$$\frac{w_{2u} - w_{1u}}{w_{1z}} = \frac{\psi}{2\varphi} \qquad (V—59г)$$

от густоты решетки k_t и от β_∞.

Основные положения методики расчета элементарной ступени

Безразмерные величины, характеризующие работу ной ступени, связаны между собой системой уравнений торых меньше, чем входящих в них неизвестных. Поэтому шения этой системы необходимо задаться частью неизвестных выбрать их, исходя из соображений, обеспечивающих наилучшую работу ступени. В первую очередь задаются безразмерными величинами, значения которых можно получить непосредственно из исходных физических, механических и геометрических параметров, определяющих работу элементарной ступени. Например, коэффициент расхода φ и отношение давлений элементарной ступени $\varepsilon_{ст}$. Одновременно с этим часть безразмерных величин выбирают на основании исследований моделей осевых компрессоров, коэффициентов или статистических данных по испытаниям различных машин со ступенями, однотипными рассматриваемой. К таким данным относятся показатель политропы m, коэффициент потерь в элементарной ступени ζ и т. п. Кроме того, некоторые безразмерные величины определяются физическими свойствами сжимаемого газа. Например, для идеальных газов такой величиной будет показатель адиабаты k.

Исходные физико-механические параметры для расчета элементарной ступени приведены в табл. 22. Исходя из данных этой таблицы, находим безразмерные величины, характеризующие работу элементарной ступени. Их значения приведены в табл. 23 (пп. 1—6).

Таблица 22

Исходные данные и параметры для расчета элементарной ступени

Параметры	Сокращенное обозначение	Числовое значение	Формула или примечание
Газовая постоянная, *кГм/кГ°К* . .	R	29,3	
Теплоемкость, *ккал/кГ°С*	c_p	0,24	(воздух сухой)
Давление входа, *ата*	p_1	1,0	Задано
Температура входа, °К	T_1	293	$t + 27$ Задано
Абсолютная скорость, *м/сек*	c_1	100	Задано
Угол входной абсолютной скорости, °	α_1	90°	Задано ($= 20°C$)
Давление выхода, *ата*	p_2	1,15	Задано
Угол выхода, °	α_2	90°	
Окружная скорость, *м/сек*	u	200	Задано

Таблица 23

Основные расчетные безразмерные характеристики элементарной ступени

№ по пор.	Характеристики	Числовое значение	Формула или примечание
1	Показатель адиабаты k	1,4	$\frac{c_p}{c_p - AR}$
2	Отношение давлений $\varepsilon_{ст}$	1,15	$\frac{p_2}{p_1}$
3	Коэффициент расхода φ	0,5	$\frac{c_1}{u}\sin\alpha_1$
4	Число Маха (окружное) M_{1u} .	0,583	$\frac{u}{a_1}$
5	Скорость звука a_1	344	$\sqrt{kgRT_1}$ м/сек
6	Окружная проекция абсолютной скорости $\bar{c}_{1u}$	0	$\varphi\,\mathrm{ctg}\,\alpha_1$
7	Показатель политропы m	1,45	Выбирается
8	Коэффициент потерь ζ.	0,0795	$\frac{m-k}{k(m-1)}$
9	К. п. д. ступени $\eta_{ст}$	0,92	$\frac{m(k-1)}{k(m-1)}$
10	Отношение удельных весов в ступени $\bar{\gamma}_з$	1,112	$\varepsilon_{ст}^{\frac{1}{m}}$
11	Отношение абсолютных температур в ступени $\bar{T}_з$	1,044	$\varepsilon_{ст}^{\frac{m-1}{m}}$
12	Вспомогательная величина $\mathfrak{M}$	0,068	$\frac{k-1}{2}M_{u1}^2$
13	Коэффициент напора ψ.	0,6	$\frac{1}{\mathfrak{M}}(\bar{T}_з - 1) - \frac{\varphi^2}{\sin\alpha^2}(1-\bar{\gamma}_з^2)$
14	Абсолютная скорость на выходе из рабочего аппарата $\bar{c}_{2u}$	0,3	$\bar{c}_{1u} + \frac{\psi}{2}$
15	Относительная скорость на выходе из рабочего аппарата $\bar{w}_{2u}$	—0,7	$\bar{c}_{2u} - 1$
16	Кинематическая реакция θ' . .	0,85	$-\frac{1}{2}(\bar{w}_{1u} + \bar{w}_{2u})$

Продолжение

№ по пор.	Характеристики	Числовое значение	Формула или примечание
17	Приращение температуры в рабочем аппарате $\Delta\tau$	0,0374	$\frac{\mathfrak{M}\psi\theta'}{1-\frac{2}{m-1}\mathfrak{M}\varphi^2}$
18	Отношение температур в рабочем аппарате τ	1,0374	$1+\Delta\tau$
19	Отношение удельных весов в рабочем аппарате σ.	1,083	$\tau^{\frac{1}{m-1}}$; $(\varepsilon_{р.\,а} = \tau^{\frac{m}{m-1}})$
20	Вспомогательная величина $\frac{w_{2z}}{w_{1z}}$	0,92	σ^{-1}
21	Тангенс угла скорости на бесконечности $\mathrm{tg}\,\beta_\infty$	0,565	$\frac{\varphi}{2\theta'}\left(1+\frac{1}{\sigma}\right)$
22	Угол скорости на бесконечности β_∞	29°,5	$\mathrm{arc\,tg}\,\frac{\varphi}{2\theta'}\left(1+\frac{1}{\sigma}\right)$
23	Относительная скорость на бесконечности $\bar{w}_\infty$.	0,98	$\theta'\sqrt{1+\mathrm{tg}^2\beta_\infty}$
24	Вспомогательная величина $\frac{\psi}{\bar{w}_\infty}$	0,612	$\frac{\psi}{\bar{w}_\infty}$
25	Вспомогательная величина N.	1,08	$1+\frac{\varphi^2}{\psi\theta'}(1-\sigma^{-2})$
26	Вспомогательная величина $N\zeta$	0,086	$N\zeta$
27	Аэродинамическая нагрузка $C_a k_t$	0,573	$\frac{\psi}{\bar{w}_\infty}(1 - N\zeta\cos^2\beta_\infty)$
28	Приведенный коэффициент сопротивления $C_w k_t$	0,0227	$\frac{\psi}{\bar{w}_\infty}N\zeta\sin\beta_\infty\cos\beta_\infty$
29	Обратное качество профиля μ	0,0396	$\frac{C_a k_t}{C_w k_t}$
30	Качество профиля $\frac{1}{\mu}$	25,8	$\frac{1}{\mu}$
31	К. п. д. рабочего аппарата $\eta_{р.\,а}$	0,9262	$1-\frac{\mu\bar{w}_\infty}{\sin\beta_\infty + \mu\cos\beta_\infty}$

Пределы для величин m, ζ и $\eta_{ст}$ (по данным испытаний)

$$1{,}4 < m \leqslant 1{,}5; \quad 0 < \zeta \leqslant 0{,}14; \quad 1 > \eta_{ст} \geqslant 0{,}85.$$

Для цилиндрических сечений рабочих и направляющих аппаратов ступеней, сравнительно далеких от концов лопаток, можно принимать для предварительных расчетов $m = 1{,}43 \div 1{,}45$.

Затем по таблице находим отношение удельных весов и температур на выходе и входе в элементарную ступень (пп. 10 и 11), следовательно, отношение осевых проекций скоростей в этих сечениях. Пользуясь этими данными определяем коэффициент напора ступени

$$\psi = \frac{1}{\mathfrak{M}}(\bar{T}_3 - 1) - \frac{\varphi^2}{\sin^2 \alpha_1}(1 - \bar{\gamma}_3^{-2}). \qquad \text{(V—60а)}$$

Эта формула может быть получена из общего уравнения (III—32) аналогично формуле (V — 17в), при условии равенства углов абсолютной скорости на входе и выходе из элементарной ступени, т. е. $\alpha_1 = \alpha_3$. Действительно, при этом условии из уравнений расходов (V — 8а) и политропы (V — 9) находим

$$\frac{c_3}{c_1} = \frac{\gamma_1 \sin \alpha_1}{\gamma_3 \sin \alpha_3} = \frac{1}{\bar{\gamma}_3} \qquad \text{(V—60б)}$$

и, значит, разность скоростных напоров в этих сечениях

$$\frac{c_3^2 - c_1^2}{2g} = \frac{c_1^2}{2g}(\bar{\gamma}_3^{-2} - 1), \qquad \text{(V—60в)}$$

с другой стороны, разность энтальпий в тех же сечениях

$$i_3 - i_1 = c_p T_1 (\bar{T}_3 - 1).$$

Подставляя эти выражения в уравнение (III — 32)

$$AH = i_3 - i_1 + A\frac{c_3^2 - c_1^2}{2g},$$

после деления всех членов на $A\frac{u^2}{2g}$ получим формулу (V — 60а), где безразмерная величина $\mathfrak{M}$ определяется (V — 18б).

Найдя ψ (п. 13), можно последовательно определить безразмерные окружные проекции абсолютной и относительной скоростей на выходе из рабочего аппарата (пп. 14 и 15) и кинематическую реакцию (п. 16).

Далее, необходимо найти отношение давлений в рабочем аппарате. Для этого воспользуемся уравнением (V — 18), в которое вместо $\varepsilon_{р.а}$ введем величину $\varepsilon_{р.а} = \tau^{\frac{m}{m-1}}$. Тогда

$$\tau - 1 + \mathfrak{M}\varphi^2 \tau^{-\frac{2}{m-1}} = \mathfrak{M}(\psi\theta' + \varphi^2).$$

Обычно величина $\tau \leqslant 1{,}1$, поэтому всегда можно положить $\tau = 1 + \Delta\tau$, где $\Delta\tau$ — величина значительно меньше единицы ($\Delta\tau \leqslant 0{,}1$). Тогда из биномиального ряда приближенно получим

$$\tau^{-\frac{2}{m-1}} = (1 + \Delta\tau)^{-\frac{2}{m-1}} = 1 - \frac{2\Delta\tau}{m-1},$$

после подстановки и соответствующих преобразований

$$\Delta\tau = \frac{\mathfrak{M}\psi\theta'}{1 - \frac{2\mathfrak{M}\varphi^2}{m-1}}. \qquad \text{(V—60г)}$$

Зная $\Delta\tau$, определяем τ, а затем отношения удельных весов и давлений на выходе и входе в элемент рабочего аппарата, а также отношение осевых проекций относительных или абсолютных скоростей (пп. 17, 18, 19).

По этим величинам находим угол относительной скорости на бесконечности для рабочего аппарата и ее безразмерную величину, а также вспомогательные безразмерные величины: $\frac{\psi}{\bar{w}_\infty}$, N и $N\zeta$ (пп. 21, 22, 23, 24, 25, 26). Для определения величины N формулу (V — 35а) представим в таком виде:

$$N = 1 + \frac{\bar{w}_{1z}^2 - \bar{w}_{2z}^2}{\bar{w}_{1u}^2 - \bar{w}_{2u}^2},$$

которая преобразуется после замены разностей квадратов проекций относительной скорости выражениями (V — 24б и V — 24а) к виду:

$$N = 1 + \frac{\varphi^2}{\psi\theta'}(1 - \sigma^{-2}). \qquad \text{(V—60д)}$$

Определим величины, характеризующие силовые взаимодействия потока с профилем решетки элемента рабочего аппарата, т. е. нагрузки $C_a k_t$, сопротивления $C_w k_t$, значения обратного качества профиля μ. Для получения расчетных формул воспользуемся системой уравнений (V — 35), в которой заменим отношение $-\frac{2\Gamma}{w_\infty b}$ при помощи (V — 36а) отношением $-\frac{\psi}{\bar{w}_\infty k_t}$. Тогда, разрешая эти уравнения относительно C_a и C_w, окончательно получим выражения:

$$C_a k_t = \frac{\psi}{\bar{w}_\infty}(1 - N\zeta\cos^2\beta_\infty); \quad C_w k_t = N\zeta \sin\beta_\infty \cos\beta_\infty$$

$$\mu = \frac{C_w}{C_a} = \frac{N\zeta \sin\beta_\infty \cos\beta_\infty}{1 - N\zeta\cos^2\beta_\infty}, \qquad \text{(V—60е)}$$

по которым вычислим безразмерные величины (пп. 27, 28, 29).

Таблица 24

Определение основных безразмерных характеристик профиля решетки рабочего аппарата

№ по пор.	Характеристики	Числовое значение	Формула или примечание
1	Закрутка потока $= \frac{\Delta w_u}{w_{1z}}$	0,6	$\frac{\psi}{2\varphi}$
2	Густота решетки k_t	1,0	$\frac{1{,}5}{2\frac{C\varphi}{\psi}-1}$
3	Коэффициент подъемной силы C_a	0,573	$\frac{C_a k_t}{k_t}$
4	Коэффициент сопротивления C_w	0,0227	$\frac{C_w k_t}{k_t}$
5	Число Маха по относительной скорости M_{w1}	0,652	$M_{u1}\sqrt{\varphi^2+(1-\bar{c}_{1u})^2}$
6	Угол входа относительной скорости β_1	26°,6	$\operatorname{arc\,tg}\frac{\varphi}{1-\bar{c}_{1u}}$
7	Угол выхода относительной скорости β_2	33°,5	$\operatorname{arc\,tg}\frac{-\varphi}{\sigma\bar{w}_{2u}}$
8	Поворот потока $\Delta\beta$	6°,9	$\beta_2-\beta_1$
9	Максимальный угол поворота $\Delta\beta_{max}$	10°	По графику (см. рис. 218) по известным k_t и β_2
10	Проверка угла поворота $\Delta\beta$ . .	8°	$\Delta\beta < 0{,}8\Delta\beta_{max}$ (проверка)
11	Угол набегания на лопатку i_1	−5	i_1 — по графику (см. рис. 210) по известным C_a и C_w и при вычисленном M_{w1}
12	Угол касательной к средней линии профиля $\beta_{1л}$	21°,6	β_1+i_1
13	Вспомогательная величина m_0	0,354	$0{,}18+0{,}92\,\bar{x}^2_{max}-0{,}1\frac{\beta_2}{50}$
14	Угол, образованный касательной к средней линии профиля $\beta_{2л}$	39°,4	$\frac{\beta_2-\frac{m_0}{\sqrt{k_t}}\beta_{1л}}{1-\frac{m_0}{\sqrt{k_t}}}$
15	Угол изгиба профиля χ	17°,8	$\beta_{2л}-\beta_{1л}$
16	Относительный радиус оси лопатки $\bar{R}$	3,24	$\frac{1}{2\sin\frac{\chi}{2}}$

Продолжение

№ по пор.	Характеристики	Числовое значение	Формула или примечание
17	Относительная длина дуги $\bar{b}'_0$.	1,01	$\bar{R}\chi$
18	Угол установки профиля β_0 .	30°,50	$\beta_{1л}+\frac{\chi}{2}$
19	Относительная ширина решетки $\bar{b}_0$	0,507	$\sin\beta$

В табл. 24 приведены безразмерные величины, характеризующие профиль решетки рабочего аппарата.

Значение k_t по формуле (V — 59в) можно определять только для первого расчетного цилиндрического сечения ступени. Если это сечение рассчитано, то во всех других сечениях

$$k_t=\frac{b}{t}=\frac{b\mathrm{z}}{2\pi r}=\frac{b_{\text{расч}}}{r_{\text{расч}}}\cdot\frac{b/b_{\text{расч}}}{r/r_{\text{расч}}}=k_{t\,\text{расч}}\frac{b/b_{\text{расч}}}{r/r_{\text{расч}}},$$

где $b_{\text{расч}}$ и $r_{\text{расч}}$ — хорда профиля и радиус первого рассчитанного цилиндрического сечения. В большинстве случаев можно положить $b\approx b_{\text{расч}}$, тогда k_t будет обратно пропорциональна радиусу сечения. Зная эти две величины (пп. 1 и 2), мы найдем из пп. 27 и 28 (табл. 23) коэффициент подъемной силы и сопротивления профиля в решетке (пп. 3 и 4, табл. 24). Затем вычислим: относительное число Маха на входе в элемент рабочего аппарата по формуле

$$M_{w1}=M_{1u}\sqrt{\varphi^2+(1-\bar{c}_{1u})^2},$$

вытекающей из (V — 39) в таком виде:

$$M_{w1}=\frac{w_1}{a_1}=\frac{u}{a_1}\bar{w}_1=M_{1u}\bar{w}_1;$$

углы входа и выхода относительной скорости в рабочем аппарате и угол поворота потока в его канале находим по табл. 24 (пп. 6—8). Величина M_{w1} должна быть меньше M_{max} (см. рис. 214, *а*, *б*). Зная k_t и β_2, по графикам (рис. 218, *а*), определим максимальный возможный поворот потока $\Delta\beta_{max}$ и проверим условие

$$\Delta\beta\leqslant 0{,}8\,\Delta\beta_{max},$$

полученное на основании многих опытов (пп. 9 и 10).

Затем, пользуясь графиками (рис. 210,а), по известным C_w и C_a и вычисленному M_{w1} (пп. 3, 4 и 5) находим угол i_1 на входе в элемент рабочего аппарата (п. 11). Полученное значение i_1 не должно выходить за пределы $\pm 5°$ (рис. 218, *б*).

Углы и безразмерные величины, определяющие профиль данного цилиндрического сечения элемента рабочего аппарата, находят

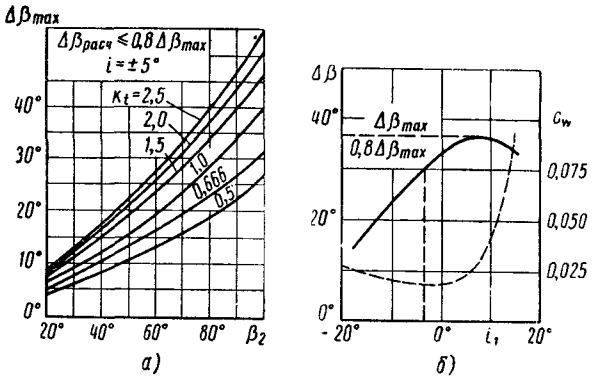


Рис. 218. Зависимость между углом поворота потока $\Delta\beta$, коэффициентом сопротивления профиля при различных углах набегания и выхода и густотой

по ранее полученным формулам (пп. 12—15) и из геометрического построения (рис. 219 и пп. 16—19).

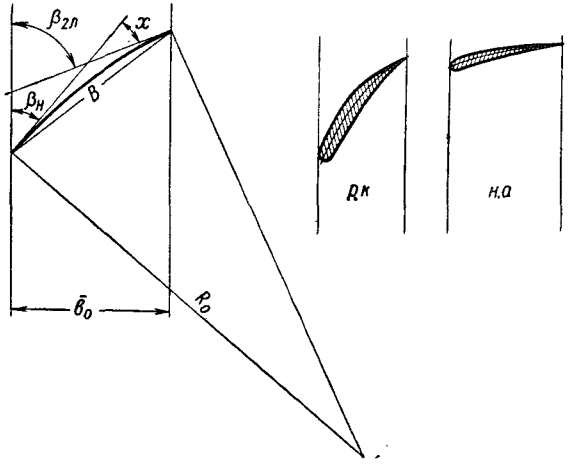


Рис. 219. Профили лопаток рабочего и направляющего аппаратов

Используя полученные величины, строят профиль элемента рабочего аппарата, задаваясь каким-либо линейным размером соот-

Таблица 25

Определение основных безразмерных характеристик профиля решетки элемента направляющего аппарата

Характеристики	Числовое значение	Формула или примечание
Угол выхода α_3	90°	$\alpha_3 = \alpha_1$
Угол входа α_2	57°	$\operatorname{arc\,tg}\left(\frac{\varphi}{\bar\gamma_2}\left(\frac{c_{1u}}{c_{1z}}+\frac{\psi}{2\varphi}\right)\right)$
Угол поворота потока $\Delta\alpha$	33°	$\alpha_3 - \alpha_2$
Угол скорости на бесконечности α_∞	72°	$\operatorname{arc\,tg}\frac{2\varphi}{\psi}\left(\frac{1}{\sigma}+\frac{1}{\bar\gamma_3}\right)$
Осевая проекция скорости на бесконечности $\bar c_{\infty z}$	0,46	$\frac{1}{2}\varphi\left(\frac{1}{\sigma}+\frac{1}{\bar\gamma_3}\right)$
Окружная проекция скорости на бесконечности $\bar c_{\infty u}$	0,150	$\frac{\bar c_{3u}}{2}+\frac{\bar c_{2u}}{2}$
Скорость в бесконечности $\bar c_\infty$	0,483	$\sqrt{\bar c_{\infty z}^2+\bar c_{\infty u}^2}$
Закрутка потока $\frac{\Delta\bar c_u}{\bar c_{2z}}$	+0,650	$\frac{\bar c_{3л}-\bar c_{3u}}{\bar c_{2z}}$
Густота $k_{t\text{н. а}}$	1,58	$\frac{1{,}5}{3\frac{\Delta\bar c_u}{\bar c_{2z}}-1}$
Угол набегания при входе $i_{1\text{н.а}}$	0	По графику рис. 218 по $\Delta\alpha$
Угол касательной к криволинейной оси на входе $\alpha_{2л}$	57°	$\alpha_2+i_{1\text{н.а}}$
Вспомогательная величина m_0	0,26	$0{,}44-0{,}1\frac{\alpha_3^0}{50}$
Угол изгиба профиля $\gamma_{\text{н.а}}$	36°,2	$\frac{\Delta\alpha_{\text{н.а}}-i_{1\text{н.а}}}{1-\frac{m_0}{\sqrt{k_t}}}$
Угол касательной к криволинейной оси на выходе из направляющего аппарата $\alpha_{3л}$	93°,2	$\alpha_{2л}+\gamma_{\text{н.а}}$
Относительный радиус криволинейной оси лопатки $\bar R_{\text{н.а}}$	0,845	$\frac{1}{2\sin\frac{\gamma_{\text{н.а}}}{2}}$

Продолжение

Характеристики	Числовое значение	Формула или примечание
Относительная длина дуги криволинейной оси $\bar{b}'_0$	0,532	$\bar{R}\chi$
Угол установки лопатки α_0	75,1	$\alpha_{2л} + \frac{\chi}{2}$
Относительная ширина решетки $\bar{b}_0$	0,96	$\sin\alpha_2$
К. п. д. $\eta_{д.н.а}$	0,92	$1 - \zeta_{н.а}$ ($\zeta_{н.а} = \zeta_{ст}$)

ветствующей решетки (хорда, шаг), так как все вычисленные величины безразмерны.

Безразмерные величины решетки элемента рабочего аппарата можно находить и другими способами, например предложенным Довжиком или Штифелем и другими [V — 2, V — 3, V — 4].

Аналогичным методом рассчитывают элемент направляющего аппарата (табл. 25). На рис. 219 даны профили лопаток элементов рабочего и направляющего аппаратов, построенных по данным примерного расчета. В табл. 26 приведены формулы и расчетные величины основных физико-механических параметров и других величин, характеризующих элементарную ступень.

Расчет элементов при проектировании новой ступени осевого компрессора следует производить для нескольких значений безразмерных параметров (φ, M_w, m и т. п.), чтобы выбрать наиболее оптимальный вариант, удовлетворяющий исходным параметрам ее работы. Оптимальность варианта определяется рекомендациями и опытными данными для выбора нагрузки профиля $C_a\kappa_t$, величины закрутки $\Delta\beta$ при заданных β_1 и κ_t и т. п.

Например, величину нагрузки профиля некоторые авторы рекомендуют выбирать не выше 1,5—2,0 для достаточно высоких $\varepsilon_{ст}$. Однако эта величина не будет одинаковой в различных цилиндрических сечениях ступени. Приближенно нагрузка при отсутствии трения

$$C_a\kappa_t = \frac{\psi}{w_\infty},$$

что вытекает из первого равенства системы (V — 60е). Пользуясь этой формулой вычислили значения нагрузки в трех сечениях рабочего аппарата ступени.

Цилиндрические сечения:	у корня	среднее	внешнее
Значения нагрузки:	0,897	0,538	0,400

Таблица 26

Основные размерные параметры по сечениям

Параметры	Вход в рабочий аппарат Сечение *I*		Выход из рабочего аппарата и вход в направляющий аппарат Сечение *II*		Выход из направляющего аппарата Сечение *III*	
	Числовое значение	Формула или примечание	Числовое значение	Формула или примечание	Числовое значение	Формула или примечание
Давление, *ата*	1,0	Задано	1,126	$\frac{m}{p_1\tau^{m-1}}$	1,15	Задано
Температура, °К	293	Задано	304	$T_1\tau$	306	$T_1 \cdot \bar{T}_з$
Удельный вес, *кГ/м*³	1,162	$\frac{p}{RT_1}$	1,258	$\gamma_1\sigma$	1,292	$\bar{\gamma}_1 \cdot \bar{\gamma}_з$
Скорость осевая, *м/сек*	100	Задано	92,5	$\frac{c_1}{\sigma}$	90	$\frac{c_1}{\bar{\gamma}_з}$
Окружная проекция абсолютной скорости, *м/сек*	0	$u\bar{c}_{1u}$	≈80	$u\bar{c}_{2u}$	0	$u\bar{c}_{зu}$
Окружная проекция относительной скорости, *м/сек*	—200	$\bar{w}_{1u}u$	70	$u\bar{w}_{2u}$	—	
Напор, *кГм/сек*	1220	$\psi\frac{u^2}{2g}$	1220	$\psi\frac{u^2}{2g}$	1220	$\psi\frac{u^2}{2g}$
Удельный расход, *кГ/сек/м*²	116,2	$c_{1z}\gamma_1$	116,2	$c_{2z}\gamma_2$	116,2	$c_{зz}\gamma_з$
Окружная скорость, *м/сек*	200	Задано	200	Задано	—	
К. п. д.			0,9262	$\eta_{р.а} = 1 - \frac{\mu\bar{w}_\infty^8}{\sin\beta_\infty + \mu\cos\beta_\infty^8}$	0,92	$1 - \zeta_{н.а}$

По данным Штифеля, эта величина при двух углах входа относительной скорости в элемент рабочего аппарата зависит от густоты решетки

k_t	0	0,4	0,8	1,2	1,6
$\beta_1=20°$	0	0,5	0,9	1,25	1,55
$\beta_1=30°$	0	0,7	1,2	1,60	1,90

Основные газодинамические зависимости для полной ступени осевого компрессора

Рассмотрим путем соответствующего суммирования интегральные характеристики рабочего и направляющего аппаратов и всей ступени. Для этого предположим справедливость цилиндрического движения во всех частях и элементах ступени как абсолютного, так и относительного.

Это предположение равносильно тому, что в любой точке потока в ступени отсутствуют радиальные составляющие скоростей, что возможно, если линии тока в обоих движениях лежат на соосных цилиндра с осью, совпадающей с осью вращения ротора. Из предыдущего известны общие уравнения движения газа, отнесенные к касательной и главной нормали линии тока в плоскости. В нашем случае линии тока лежат на круглых цилиндрических поверхностях, значит касательные к ним находятся в касательных плоскостях к этим поверхностям. При таком движении газовых частиц для уравновешивания поверхностных сил от центростремительных ускорений по направлению радиуса r цилиндрических координат необходим перепад давления в этом направлении [IV — 1, V — 1]. Центростремительное ускорение при таком движении изменяется только от окружной составляющей скорости, поэтому при $c_r = 0$ по аналогии с уравнением (III — 20а) можно написать:

$$-\frac{1}{g}\frac{c_u^2}{r}=-\frac{1}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial r}$$

или после перемены знаков на обратные

$$\frac{1}{\gamma}\frac{\partial p}{\partial r}=\frac{1}{g}\frac{c_u^2}{r}. \qquad \text{(V—61)}$$

Выражение (61) называется уравнением радикального равновесия, при котором только и возможны цилиндрические течения в ступени.

Если на входе в лопаточный аппарат полную удельную энергию можно считать постоянной по высоте лопаток, т. е. если

$$E_1=\frac{c_1^2}{2g}+\int^{p_1}\frac{dp_1}{\gamma_1}$$

не зависит от радиуса r, то, дифференцируя по r и исключая производную $\frac{\partial p_1}{\partial r}$ из этого равенства и (V—61), получим вместо условия $\frac{\partial E_1}{\partial r}=0$ равенство, содержащее только проекции скоростей c_1

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{c_1^2}{2}\right)=\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{c_{1z}^2+c_{1u}^2}{2}\right)=-\frac{c_u^2}{r}, \qquad \text{(V—61а)}$$

так как $c_1^2=c_{1z}^2+c_{1u}^2$.

Это равенство, в свою очередь, может быть приведено к виду

$$\frac{dc_{1z}^2}{dr}+\frac{1}{r^2}\frac{d\left(rc_{1u}^2\right)}{dr}=0, \qquad \text{(V—61б)}$$

так как

$$\frac{1}{2}\frac{dc_{1u}^2}{dr}+\frac{c_{1u}^2}{r}=\frac{1}{2r^2}\frac{d\left(rc_{1u}\right)^2}{dr}. \qquad \text{(V—61в)}$$

Уравнение (V — 61б) показывает, что при сделанных предположениях нельзя на входе в ступени произвольно задаваться распределением обеих проекций скорости c_1 по высоте лопаток. Если одна из проекций задана как функция радиуса, то вторая определяется по первой из уравнения (V — 61б).

В простейшем случае при расчетах полагают скорость $c_{1z} =$ $=$ const по высоте лопатки, т. е. считают c_{1z} не зависимой от r. Тогда из (V — 61б) следует

$$\frac{d}{dr}\left(rc_{1u}\right)^2=0,$$

что возможно, если по высоте лопатки произведение rc_{1u} остается постоянным. Помня определение циркуляции по кругу (III — 67 и 67а), заключаем, что во входном сечении циркуляция по любой координатной окружности остается постоянной, т. е.

$$\Gamma_1=2\pi rc_{1u}=\text{const}. \qquad \text{(V—61г)}$$

Пользуясь этой формулой и полагая приближенный удельный вес на входе постоянным и равным

$$\gamma_{1\,\text{ср}}=\frac{1}{2}\left(\gamma_{\text{вт}}+\gamma_{\text{кон}}\right),$$

где $\gamma_{\text{вт}}$ — значение удельного веса у втулки рабочего аппарата и $\gamma_{\text{кон}}$ — у конца его лопатки, можно интегрированием уравне-

ния (V — 61) при c_{1u}, определяемой формулой (V — 61г), найти распределение давлений по высоте лопаток на входе в аппарат:

$$\frac{p_1 - p_{1\,ср}}{\gamma_{1ср}} = \frac{1}{g}\int_{r_{ср}}^{r} \frac{c_u^2 dr}{r} = \left(\frac{\Gamma_2}{2\pi}\right)^2 \frac{1}{g}\int_{r_{ср}}^{r} \frac{dr}{r^3} = \frac{c_{1u\,ср}^2}{2g}\left[1 - \left(\frac{r_{ср}}{r}\right)^2\right], \quad \text{(V—61д)}$$

где $r_{ср} = 0{,}5\ (r_{вт} + r_{кон}) = \frac{1}{4}(D_{min} + D_{max})$.

Кривые изменения c_{1u} и пьезометрического напора при $c_{1z} =$ = const даны на рис. 220. При дальнейшем изучении будем полагать справедливость равенства (V — 61) в любом радиальном сечении ступени, если не будет сделано оговорок.

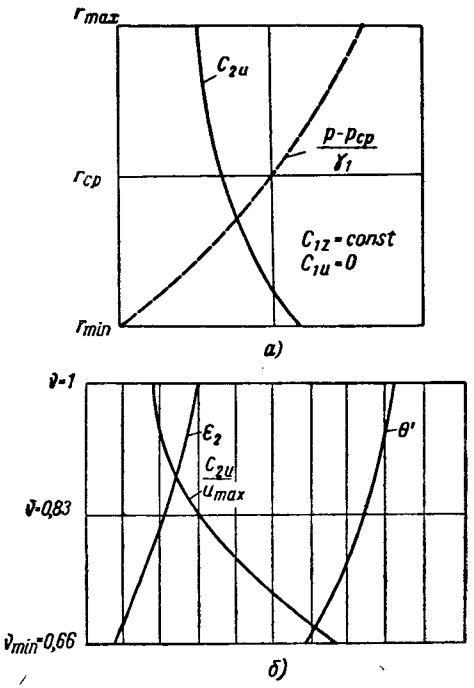


Рис. 220. Распределение скоростей давлений, отношений давлений и реакций по высоте лопатки при различных потоках в ступени

После этих общих соображений, вытекающих из условий цилиндрических течений в ступени, определим ее интегральные и средние характеристики.

Если весовой расход на единицу высоты лопатки через любое радиальное сечение лопаточного канала элементарной ступени G_t, то полный расход через элементарную ступень

$$dG = \delta G_t dr, \quad \text{(V—62)}$$

а полный расход через соответствующее сечение всей ступени определится как интеграл по r в пределах $(r_{вт},\ r_{кон})$, т. е.

$$G = \delta \int_{r_{вт}}^{r_{кон}} G_t dr. \quad \text{(V—62а)}$$

Далее найдем момент относительно оси вращения компрессора, который действует на газ со стороны лопаток. Очевидно, что элементарный момент силы взаимодействия с профилем

$$dM_\delta = -R_u r dr, \quad \text{(V—63)}$$

где сила R_u определяется равенством (V — 28). Интегрируя это выражение, найдем полный момент

$$M = -\delta \int_{r_{вт}}^{r_{кон}} R_u r dr. \quad \text{(V—64)}$$

Заменяя R_u по выражению (V — 26а), учитывая, что G_t определяется уравнением (V — 25б), получим выражение для полного момента

$$M = -\delta \int_{r_{вт}}^{r_{кон}} \frac{\Delta w_n}{g}\gamma_\infty w_{\infty z} t dr = +\delta \int_{r_{вт}}^{r_{кон}} \frac{r(w_{2u} - w_{1u})}{g} G_t dr. \quad \text{(V—64а)}$$

Вводя окружную скорость $u = r\omega_0$ при

$$\omega_0 = \frac{\pi n}{30}, \quad \text{(V—65)}$$

где n — число оборотов осевого компрессора, можно формулу (V — 64а) представить через напор элементарной ступени, пользуясь выражениями (V — 7а и 62):

$$M = \frac{\delta}{\omega_0}\int_{r_{вт}}^{r_{кон}} H G_t dr = \frac{1}{\omega_0}\int H dG. \quad \text{(V—66)}$$

Умножив формулу (V — 66) на ω_0, найдем выражение для мощности, передаваемой лопатками рабочего аппарата газу

$$W = M\omega_0 = \int_G H dG, \quad \text{(V—66а)}$$

и, разделив это выражение на полный весовой расход, получим средний напор ступени

$$H_{ср} = \frac{W}{G} = \frac{1}{G}\int_G H dG. \quad \text{(V—66б)}$$

Если теперь по аналогии с предшествующим ввести понятие о среднем потерянном напоре в ступени

$$h_{r\,ср} = \frac{1}{G}\int h_r dG, \quad \text{(V—67)}$$

то, вычитая из $H_{ср}$ величину $h_{r\,ср}$, получим выражение для среднего эффективного напора ступени

$$H_{эф} = H_{ср} - h_{r\,ср} = \frac{1}{G}\int_G (H - h_r)\, dG. \quad \text{(V—67а)}$$

Вводя к. п. д. элементарной ступени

$$\eta_{ст} = \frac{H - h_r}{H},$$

можно последнюю формулу представить так:

$$H_{эф} = \frac{1}{G}\int_{\dot{G}} \eta_{ст} H dG. \qquad (V-67б)$$

Отсюда, исходя из общего определения к. п. д., получим к. п. д. полной ступени

$$\eta = \frac{H_{эф}}{H_{ср}} = \frac{1}{GH_{ср}}\int_{\dot{G}} \eta_{ст} H dG = \frac{\int_{\dot{G}} \eta_{ст} H dG}{\int_{\dot{G}} H dG}. \qquad (V-68)$$

Пользуясь введенными общими интегральными величинами, можно распространить на всю ступень ряд понятий для элементарной ступени. Например, коэффициент напора всей ступени

$$\psi_{ст} = \frac{2gH_{ср}}{u^2_{max}}, \qquad (V-69)$$

при

$$u_{max} = \frac{\pi D_{max} n}{60} = \frac{\pi r_{max} n}{30}. \qquad (V-70)$$

Для определения коэффициента расхода ступени найдем средний объемный расход через входное радиальное сечение

$$V = \int_{r_{min}}^{r_{max}} c_z dF = 2\pi \int_{r_{min}}^{r_{max}} c_z r dr, \qquad (V-71)$$

«min» и «max» относятся к радиусам втулки и конца лопатки.

Вводя отношение

$$\nu = \frac{r}{r_{max}} = \frac{D}{D_{max}} \qquad (V-72)$$

и заменяя по формуле (V — 13в)

$$c_z = \varphi u = \varphi r \omega_0 = \varphi u_{max} \nu,$$

получим после подстановки в (V — 71)

$$V = 2\pi r^2_{max} u_{max} \int_{\nu_{min}}^{\nu_{max}} \varphi \nu^2 d\nu. \qquad (V-73)$$

Зная выражение для объемного расхода, определим коэффициент расхода ступени

$$\varphi_{ст} = \frac{V}{\pi (r^2_{max} - r^2_{min}) u_{max}} = \frac{2}{(1 - \nu^2_{min})} \int_{\nu_{min}}^{\nu_{max}} \varphi \nu^2 d\nu. \qquad (V$$

На основании (V — 74) и в соответствии с равенством (V вводим среднюю осевую скорость ступени

$$c_{z\,ср} = \varphi_{ст} u_{max} = \frac{V}{F_{ст}}. \qquad (V$$

Весовой расход G через различные радиальные сечения с не будет одинаковым, так как через зазоры между ротором тором из областей с более высоким давлением происходят течки газа в области с меньшим давлением. Потери газа даются как в ступени от сечений *3* к сечениям *2* (рис. 221) в на

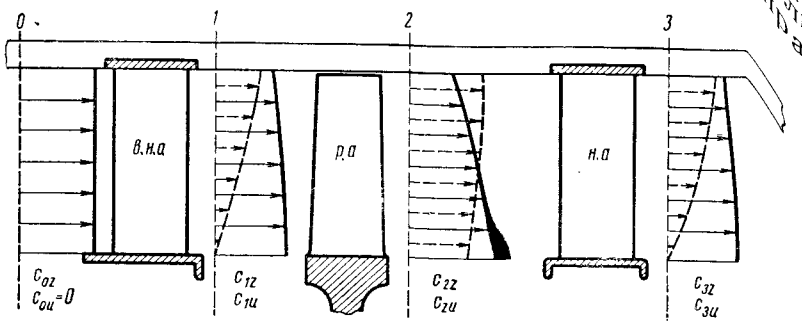


Рис. 221. Распределение скоростей по высоте лопатки потока, организованного по закону постоянной степени реакции и напора

ляющем и от сечения *2* к сечению *1* в рабочем аппарате, так внешнее пространство и аппараты соседних ступеней через уплотнений, лопаточные и т. п. Вследствие этого весовые ходы в сечениях *1*, *2* и *3* не равны. В сечениях *2* и *3* они, как вило, несколько меньше, чем в сечении *1*. Таким образом, ный весовой расход ступени будет больше расхода газа, прощего через ее выходное сечение и подаваемого в следующую ст

Поток энтальпии торможения через сечение ступени оп ляется как сумма элементарных потоков энтальпии торм через элементы сечения (III — 26).

$$I^* = \int_{r_{min}}^{r_{max}} i^* dG = \int_{r_{min}}^{r_{max}} \left(A\frac{c^2}{2g} + i\right) dG. \qquad (V—76)$$

Применяя эту формулу к двум радиальным сечениям ступени и обозначая: подвод механической энергии за единицу времени к газу на этом участке — W, теплообмен газа с ограничивающими поток стенками (лопаток, ротора и корпуса) — $Q_{вн}$ (в алгебраическом смысле) и потерю мощности на трение о стенки корпуса и ротора — W_r, можно написать уравнение теплового баланса рассматриваемого участка ступени:

$$\Delta I^* = AW + Q_{вн} + AW_r. \qquad (V—77)$$

При тепловой изоляции ступени $Q_{вн} = 0$ и тогда (V — 77) можно написать так:

$$AW + AW_r = \Delta I^*. \qquad (V—77а)$$

Далее из (V — 66а) определим W по формуле (V — 66а) и при помощи уравнения (III — 32):

$$\Delta I^* = \int_{r_{min}}^{r_{max}} \Delta i_2^* dG = \int_{r_{min}}^{r_{max}} (AH + q_{вн})\, dG = AW + \int_{r_{min}}^{r_{max}} q_{вн}\, dG.$$

Сравнивая это выражение с формулой (V — 77), исключим AW и получим уравнение для $Q_{вв}$ и W_r:

$$AW_r + Q_{вн} = \int_{r_{min}}^{r_{max}} q_{вн}\, dG, \qquad (V—77б)$$

причем $W_r > 0$.

Вышеприведенные уравнения показывают, что интегральные и средние величины, характеризующие работу ступени, могут быть найдены, если известны соответственные величины и слагаемые элементарных ступеней. Величины же, относящиеся к элементарным ступеням или отвечающие их цилиндрическим сечениям, в общем случае задают или находят расчетом элементов ступени как функции радиуса этих сечений. Для определения величин, от которых зависит работа всей ступени или ее аппаратов, необходимо изучить эти функциональные зависимости, приведенные ниже.

Распределение газодинамических параметров по высоте лопаточного аппарата

Рассмотрим условия входа на лопаточный венец рабочего аппарата. Распределение физико-механических параметров определяется указанными выше условиями течения газа в компрессоре. В I ступени оно зависит от входных устройств, а в промежуточных и конечной — от предшествующих ступеней компрессора.

Для I компрессорной ступени обычно полагают, что на входе в лопаточный аппарат скорости не закручиваются ($c_{1u} = 0$) и осевая, составляющая c_{1z}, постоянна по высоте лопатки.

При таких условиях из формул (V — 75 и 74) вытекает, что $c_{z\,ср} = c_1$ и $\varphi_{ст} = \varphi_1$. Далее, уравнение радиального равновесия (V — 61) при $c_{1u} = 0$ дает $\frac{dp}{dr} = 0$, т. е. на входе давление остается постоянным по высоте. Если допустить политропические зависимости между давлением, температурой и удельным весом на входе, то T_1 и γ_1 тоже постоянны по высоте.

Для определения относительной скорости входа необходимо знать число оборотов и максимальный диаметр входного сечения. Тогда будет известна u_{max} и окружная скорость в любом цилиндрическом сечении, определяемая величиной ν по формуле

$$u = u_{max}\,\nu.$$

Очевидно, что в любой точке по высоте лопатки относительная скорость

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_{max}^2\nu^2} = u_{max}\sqrt{\varphi^2 + \nu^2} \qquad (V—78)$$

и угол наклона на входе в элемент рабочего аппарата

$$\beta_1 = \operatorname{arc\,tg}\frac{c_1}{u} = \operatorname{arc\,tg}\frac{\varphi_1}{\nu}. \qquad (V—78а)$$

Чтобы найти распределение скоростей на выходе из колеса, можно задаться изменением напора H по высоте лопатки. Тогда на основании формулы (V — 7) найдем проекцию абсолютной скорости на выходе из колеса при $c_{1u} = 0$:

$$c_{2u} = \frac{gH}{u} = \frac{2gH}{u_{max}^2} \cdot \frac{u_{max}}{2\nu}. \qquad (V—78б)$$

Вводя $H_{ср}$ из формулы (V — 66б), можно в любом цилиндрическом сечении представить напор как произведение безразмерного напора, определяемого на основании (V — 13в и 69)

$$\overline{H} = \frac{H}{H_{ср}} = \frac{\psi}{\psi_{ст}}\,\nu^2 \qquad (V—79)$$

на $H_{ср}$ и тем самым привести выражение (V — 78б) к безразмерному виду:

$$\frac{c_{3u}}{u_{max}} = \frac{\psi_{ст}}{2\nu}\bar{H}. \qquad (V—80)$$

а) При $H = \text{const}$ по высоте лопатки (постоянного напора) $H_{ср} = H$ и $\bar{H} = 1$, откуда c_{2u} обратно пропорционально ν (см. рис. 220, *а*). Принимая $c_{2z} = c_{1z} = \text{const}$, можно найти проекции относительной скорости и угла β_2 из треугольников скоростей в выходном сечении рабочего аппарата.

Условие $H = \text{const}$ по высоте лопатки эквивалентно условию $\Gamma = \text{const}$, что вытекает из сравнения формул (V — 36 и 37):

$$H = -\frac{\omega_0 i}{2\pi g}\Gamma. \qquad (V—81)$$

Определив распределение скоростей на выходе, можно из условия радиального равновесия найти распределение давлений по высоте лопатки на выходе, которое в первом приближении будет отвечать (V — 61д). Для определения $\gamma_{2ср}$ (V — 61д) пользуются приближенным методом. Полагая, что для среднего радиуса лопатки можно принять повышение давления равным среднему повышению давления в рабочем аппарате, найдем разность $p_2 - p_1$, пользуясь (V — 23 и 7а) при $w_{1z} = w_{2z}$ и $\gamma' = \gamma_1$ по приближенной формуле:

$$\Delta p_{ср} = \gamma_1 (1 - \zeta)\frac{w_{\infty ср}}{u_{ср}} H \cos\beta_{\infty ср}. \qquad (V—82)$$

Величины $u_{ср}$, $w_{\infty ср}$ и угол $\beta_{\infty ср}$ найдены для радиуса $r_{ср} = \frac{1}{2}(r_1 + r_2)$. Зная $\Delta p_{ср}$, определим $\varepsilon_{2ср}$ и $p_{2ср}$ из формулы

$$\frac{p_{2\,ср}}{p_1} = \varepsilon_{2\,ср} = 1 + \frac{\Delta p_{ср}}{p_1}, \qquad (V—82а)$$

а затем $\gamma_{2ср}$ и $T_{2ср}$ по политропическому закону

$$\gamma_{2\,ср} = \gamma_1 \varepsilon_{2ср}^{\frac{1}{m}}; \quad T_{2\,ср} = T_1 \varepsilon_{2ср}^{\frac{m-1}{m}}. \qquad (V—82б)$$

Определим затем при помощи уравнения (V — 61д) распределение отношений давлений по высоте лопатки на выходе из рабочего аппарата

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_{2\,ср} + \frac{k}{8} M_{u\,max}^2 \left(\frac{\psi_{ст}}{\nu_{ср}}\right)^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{\nu_{ср}}{\nu}\right)^2\right]. \qquad (V—82в)$$

Распределение соответствующих величин по высоте лопатки для рассматриваемого случая дано на рис. 220, *б*. Там же проведена

кривая для распределения кинематического коэффициента реакции по высоте лопатки, вычисленная по формуле

$$\theta' = 1 - \frac{c_{2u}}{2u_{max}\nu} = 1 - \frac{\psi_{ст}}{4\nu^2}. \qquad (V—82г)$$

Значение θ' приведено ниже:

ν	0,5	0,75	1,0
θ'	0,5	0,778	0,875 ($\psi_{ст}$=0,5)
θ'	0	0,555	0,750 ($\psi_{ст}$=1,0)

В рассмотренной ступени н. а. имеет обратное распределение скоростей, газ входит с закручиванием c_{2u}, а выходит при $c_{3u} = 0$. Обычно полагают $c_{3z} = c_3 = c_1$. Очевидно, что при этих условиях на выходе из направляющего аппарата удельный вес и температура постоянны. Приближенно изменение давления можно определить по формуле

$$\Delta p_{н.\,а} = \gamma_{2\,ср}(1 - \zeta)\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \qquad (V—83)$$

и, значит, абсолютное давление

$$p_3 = \left(1 + \frac{\Delta p_{н.\,а}}{p_{2\,ср}}\right) p_{2\,ср} = p_{2\,ср}\varepsilon_{3\,ср}, \qquad (V—83а)$$

а соответствующие ему γ_3 и T_3

$$\gamma_3 = \gamma_{2\,ср}\varepsilon_{3ср}^{\frac{1}{m}}; \quad T_3 = T_{2\,ср}\varepsilon_{3ср}^{\frac{m-1}{m}}. \qquad (V—83б)$$

Определив эти величины, можно при втором приближении учесть сжимаемость и ввести соответствующие коррективы в полученные значения. В частности, для получения более точного равенства осевых скоростей можно изменить высоту направляющего аппарата. Подробнее это дано в специальной литературе [IV — 1, V — 2,3].

б) Как второй пример организации потока в ступени рассмотрим поток, при котором по высоте лопаток рабочего аппарата напор H и коэффициент кинематической реакции θ' остаются постоянными. При этих условиях из (V — 7 и 16) получим два уравнения для c_{1u} и c_{2u} на входе и выходе в рабочий аппарат

$$\left.\begin{aligned} c_{2u} + c_{1u} &= 2(1 - \theta')\,u \\ c_{2u} - c_{1u} &= \frac{gH}{u} \end{aligned}\right\} \qquad (V—84)$$

после сложения и вычитания

$$\left.\begin{aligned} c_{2u} &= (1 - \theta')\,u + \frac{gH}{2u} \\ c_{1u} &= (1 - \theta')\,u - \frac{gH}{2u} \end{aligned}\right\} \qquad (V—84а)$$

Для определения осевой скорости на входе воспользуемся уравнением (V — 61б). После подстановки c_{1u} из системы (V — 84а) находим:

$$\frac{dc_{1z}^2}{dr} = -\frac{1}{r^2}\frac{d}{dr}\left[\left((1-\theta')\omega_0 r^2 - \frac{gH}{2\omega_0}\right)^2\right] = -4(1-\theta')^2\omega_0^2 r + \frac{2gH(1-\theta')}{r};$$

после интегрирования

$$c_{1z}^2 = c_{1z\,\text{ср}}^2 - 2(1-\theta')^2(u^2 - u_{\text{ср}}^2) + 2gH(1-\theta')\ln\frac{r}{r_{\text{ср}}}. \quad \text{(V—85)}$$

Аналогично на выходе:

$$c_{2z}^2 = c_{2z\,\text{ср}}^2 - 2(1-\theta')^2(u^2 - u_{\text{ср}}^2) - 2gH(1-\theta')\ln\frac{r}{r_{\text{ср}}}. \quad \text{(V—85а)}$$

Величины $c_{1z\,\text{ср}}$ и $c_{2z\,\text{ср}}$ можно приближенно положить равными $c_{z\,\text{ср}}$, которая определяется по уравнению (V — 75).

Чтобы найти изменение давления на входе и выходе из рабочего аппарата, можно использовать приближенное уравнение (V — 61д), интегрируя которое при поставленных условиях находим

$$\frac{p_1 - p_{1\,\text{ср}}}{\gamma_{1\,\text{ср}}} = \frac{1}{g}\int_{r_{\text{ср}}}^{r}\left[(1-\theta')\omega_0 - \frac{gH}{2\omega_0 r^2}\right]^2 r\,dr = (1-\theta')^2\frac{u^2 - u_{\text{ср}}^2}{2g} - (1-\theta')H\ln\frac{r}{r_{\text{ср}}} - \frac{H^2}{16}\left(\frac{2g}{u^2} - \frac{2g}{u_{\text{ср}}^2}\right) \quad \text{(V—86)}$$

и аналогично для выхода

$$\frac{p_2 - p_{2\,\text{ср}}}{\gamma_{2\,\text{ср}}} = (1-\theta')^2\frac{u^2 - u_{\text{ср}}^2}{2g} + (1-\theta')H\ln\frac{r}{r_{\text{ср}}} - \frac{H^2}{16}\left(\frac{2g}{u^2} - \frac{2g}{u_{\text{ср}}^2}\right). \quad \text{(V—86а)}$$

Среднее давление на выходе из рабочего аппарата можно определить по приближенной формуле (V — 82). По этому давлению $p_{2\text{ср}}$ найдем из формул (V — 82а и 82б) $\gamma_{2\text{ср}}$ и $T_{2\text{ср}}$. Зная эти величины и пользуясь кривыми распределения скоростей и давлений по высоте лопаточного аппарата, определим все остальные величины для рабочего аппарата, а затем, по аналогии, и направляющего аппарата. Одновременно с этим можно ввести поправки на сжимаемость и получить значение параметров во втором приближении.

Изменения скоростей в ступени, рабочий и направляющий аппараты которой отвечают законам $\theta' = \text{const}$ и $H = \text{const}$, даны на рис. 221.

Формулы (V — 85 и 85а) показывают неравенство c_{1z} и c_{2z}, причем разность их квадратов при сделанных предположениях

$$c_{1z}^2 - c_{2z}^2 = 4gH(1-\theta')\ln\frac{r}{r_{\text{ср}}}$$

или при переходе к безразмерным скоростям

$$\bar{c}_{1z}^2 - \bar{c}_{2z}^2 = 2\psi_{\text{ст}}(1-\theta')\ln\frac{\nu}{\nu_{\text{ср}}}.$$

Полагая $\theta = 0{,}5$, $\psi = 0{,}5$, эта разность получит значения при $\nu = 1$ (конец лопатки) и $\nu = \nu_{\min} = 0{,}6$ (втулка)

$$\bar{c}_{1z}^2 - \bar{c}_{2z}^2 = \frac{1}{2}\ln\frac{1}{\nu_{\text{ср}}}; \quad \bar{c}_{1z}^2 - \bar{c}_{2z}^2 = \frac{1}{2}\ln\frac{\nu_{\min}}{\nu_{\text{ср}}},$$

после подстановки $\nu_{\text{ср}} = 0{,}8$

$$\bar{c}_{1z}^2 - \bar{c}_{2z}^2 = 0{,}111; \quad \bar{c}_{1z}^2 - \bar{c}_{2z}^2 = -0{,}144.$$

Вследствие различия в значениях скоростей нельзя считать $\bar{c}_{2z} = \bar{c}_{1z}$, так как при среднем значении $\bar{c}_z = 0{,}5$ предшествующие разности дают расхождение от среднего значения c_z в 20—30%. Однако более точное рассмотрение вопроса показывает, что сделанные ранее предположения о равенстве осевых скоростей при предварительных расчетах ступеней $\theta = \text{const}$ допустимы.

В общем случае распределения по высоте лопаток H и θ не могут быть совершенно независимыми друг от друга, что следует из (V — 84) и из условия радиального равновесия (V — 61). Действительно, перемножая левые и правые части уравнений (V — 84), получим

$$c_{2u}^2 - c_{1u}^2 = 2g(1-\theta')H. \quad \text{(V—87)}$$

С другой стороны, на основании уравнения (V — 61), примененного к сечениям выхода и входа из рабочего аппарата, получим после вычитания

$$\frac{c_{2u}^2 - c_{1u}^2}{gr} = \frac{d}{dr}\left(\int_{p_1}^{p_2}\frac{dp}{\gamma}\right) = \frac{d}{dr}\left(\eta_{\text{д}}\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}\right), \quad \text{(V—87а)}$$

что вытекает из уравнения Д. Бернулли для относительного движения (см. V — 12б и 47а). При $w_{1z} \approx w_{2z}$ член, стоящий под знаком производной в правой части последнего равенства, можно представить в таком виде

$$\eta_{\text{д}}\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = \eta_{\text{д}}\frac{w_{1u} + w_{2u}}{2}\cdot\frac{w_{1u} - w_{2u}}{g} = \eta_{\text{д}}\theta' H,$$

что следует из формул (V — 7а и 16). Левую же часть равенства (V — 87а) согласно (V — 87) можно выразить:

$$\frac{2(1-\theta')H}{r}.$$

Тогда после сравнения этих частей получим дифференциальное уравнение

$$\frac{d}{dr}(\eta_д \theta' H) = \frac{2(1-\theta')H}{r}. \qquad (V—88)$$

Согласно формулам (V — 47а и 47) $\eta_д$ связан с к. п. д. элемента рабочего аппарата

$$\eta_д = 1 - \zeta = 1 - \frac{2gh_r}{w_1^2 - w_2^2} = 1 - \frac{1-\eta_{р.а}}{\theta'}. \qquad (V—89)$$

После замены $\eta_д$ на $\eta_{р.а}$ получим

$$\frac{d}{dr}(\theta' H) = \frac{2(1-\theta')H}{r} + \frac{d}{dr}(1-\eta_{р.а})H. \qquad (V—90)$$

В частности, из (V — 88) следует, что при $H = \text{const}$ по высоте лопаток $\eta_д$ и θ' связаны зависимостью:

$$\frac{d\eta_д\theta'}{d\nu} = \frac{2(1-\theta')}{\nu},$$

при θ', определяемом по (V — 82г) при $c_{1u} = 0$ найдем

$$\frac{d\eta_д\theta'}{d\nu} = \frac{\psi_{ст}}{2\nu^3}.$$

После интегрирования в пределах от $\nu_{ср}$ до ν

$$\eta_д\theta' - \eta_{д\,ср}\theta'_{ср} = \frac{\psi_{ст}}{4\nu_{ср}^2} - \frac{\psi_{ст}}{4\nu^2} = (\theta' - \theta'_{ср}), \qquad (V—90а)$$

где $\eta_{дср}$ и $\theta'_{ср}$ предполагаются известными из расчета среднего сечения. Из последней формулы следует

$$\eta_д = \eta_{д\,ср}\frac{\theta'_{ср}}{\theta'} + \left(1 - \frac{\theta'_{ср}}{\theta'}\right). \qquad (V—91)$$

В то же время из (V — 89)

$$\eta_{р.а} = 1 - (1-\eta_д)\theta'; \qquad (V—91а)$$

после подстановки $\eta_д$ из (V — 91)

$$\eta_{р.а} = 1 - \theta'_{ср} + \eta_{д.\,ср}\theta'_{ср} = \text{const},$$

т. е. к. п. д. по высоте лопаток не изменяется при принятых входных условиях и постоянстве напора по высоте.

В случае $H = \text{const}$ и $\theta' = \text{const}$ из (V — 88) следует

$$\frac{d\eta_д}{dr} = \frac{2(1-\theta')}{r}$$

и, значит,

$$\eta_д = \eta_{д.ср} + 2(1-\theta')\ln\frac{\nu}{\nu_{ср}}, \qquad (V—91б)$$

что после подстановки в (V — 91а)

$$\eta_{р.а} = 1 - \theta' + \eta_{д.ср}\theta' + 2\theta'(1-\theta')\ln\frac{\nu}{\nu_{ср}} = \eta_{ср} + 2\theta'(1-\theta')\ln\frac{\nu}{\nu_{ср}}, \qquad (V—91в)$$

т. е. в этом случае характер изменений $\eta_д$ и $\eta_{р.а}$ аналогичен и зависит от r по логарифмическому закону.

Полученные выводы справедливы, если потерянный напор в лопаточном аппарате определяется формулой (V — 12), т. е. их следует рассматривать с некоторым приближением. Более подробное исследование этого вопроса помещено в специальной литературе [IV — I, V — 1,3].

Пользуясь полученными зависимостями и формулой (V — 68), можно определить средний к. п. д. для всего рабочего аппарата. При сделанных предположениях для случая $H = \text{const}$ и $c_{1u} = 0$

$$\eta_{р.а} = \eta.$$

$$\eta_{р.а\,ст} = \frac{2\pi}{\pi(r_{max}^2 - r_{min}^2)}\int_{r_{min}}^{r_{max}}\eta r dr = \eta_{ср} + \frac{4\theta'(1-\theta')}{1-\nu_{min}^2}\int_{\nu_{min}}^{1}\ln\frac{\nu}{\nu_{ср}}\nu d\nu,$$

после интегрирования

$$\eta_{р.а\,ст} = \eta_{ср} + \frac{4\theta'(1-\theta')}{1-\nu_{min}}\left(\frac{\nu_{min}^2}{2}\ln\frac{1+\nu_{min}}{2\nu_{min}} + \frac{1}{2}\ln\frac{2}{\nu_{min}+1} - \frac{1-\nu_{min}^2}{4}\right).$$

При расчете аппаратов также важно знать распределение чисел M_u и M_c по высоте лопаток, которые могут быть найдены по кривым распределения соответствующих скоростей и температур, составленных по формулам (V—39, 6 и 6а). При более углубленном анализе работы ступени и ее лопаточных аппаратов следует знать распределение по высоте лопаточных аппаратов чисел Re_w и Re_c. Для этого необходимо определить распределение температур, давлений и скоростей по высоте лопаток, а также изменения по высоте лопаток хорд профилей соответствующих цилиндрических сечений, т. е. кроме газодинамической характеристики потока необходимо

располагать расчетными геометрическими данными по профилям в различных сечениях лопаточных аппаратов [4, IV—1].

Как было указано, основные характеристики решеток ψ, φ и η являются функциями соответственных чисел Re, M и k. Но $\psi_{ст}$, $\varphi_{ст}$ и $\eta_{ср}$ тоже функции Re, M и k. Эти параметры отнесены к некоторым характерным или средним газодинамическим параметрам ступени. Для ступени можно принять

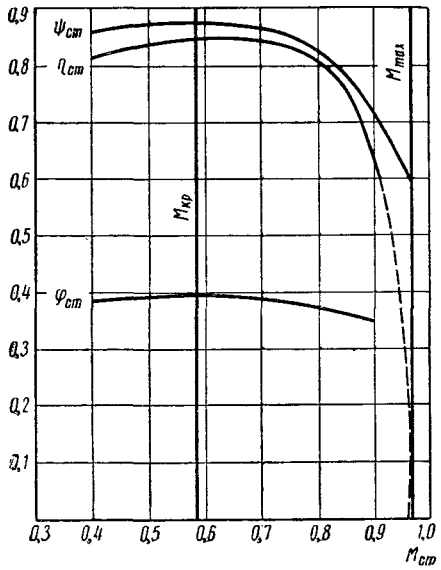


Рис. 222. Экспериментальные зависимости параметров ступени от числа $M_{ст}$

$$\text{• } Re_u = Re_{ст} = \frac{u_{max} l_{max}}{\nu_1};$$

$$M_u = M_{ст} = \frac{u_{max}}{a_1}, \qquad \text{(V—92)}$$

где ν_1 — кинематический коэффициент вязкости;

a_1 — скорость звука, определяемая по среднему давлению и средней температуре на входе в ступень.

Экспериментальные зависимости для коэффициентов ступени осевого компрессора $\varphi_{ст}$, $\psi_{ст}$ и $\eta_{ст}$ от числа $M_{ст}$ даны на рис. 222. В пределах $M_{ст} = 0{,}4—0{,}75$ $\psi_{ст}$ и $\eta_{ст}$ изменяются соответственно от 0,85 до 0,88 и от 0,82 до 0,86, а $\varphi_{ст}$ практически остается постоянным, при $M_{ст} > 0{,}75$ $\psi_{ст}$ и $\eta_{ст}$ резко падают, $\varphi_{ст}$ тоже, но менее резко.

Влияние числа $Re_{ст}$ отражают кривые (рис. 223) зависимостей в координатах $\psi_{ст} — \varphi_{ст} \cdot Re_{ст}$ и $\eta_{ст} — \varphi_{ст} \cdot Re_{ст}$ при различных условиях работы, величине хорды (165; 62, 25; 41,1; 20 и 16,5 *мм*) и числе лопаток (6, 12, 24, 48 и 60).

Число $Re_{ст}$ в опытах изменялось в пределах $8 \cdot 10^3 \div 8{,}5 \cdot 10^5$. При $\varphi_{ст} \cdot Re_{ст} \geqslant 10^5$ можно считать, что $\eta_{ст\,max}$ и $\psi_{ст\,max}$ примерно постоянны или мало изменяются с величиной $\varphi_{ст}$ $Re_{ст}$. При $\varphi_{ст}$ $Re_{ст} < 10^5$ эти величины резко падают и при $\varphi_{ст} Re_{ст} \approx 10^4$ уменьшаются вдвое.

Отметим, что на все эти коэффициенты также влияет режим движения газа (ламинарный, турбулентный). Эккерт рекомендует для

I ступени коэффициент турбулентности порядка 1,2, для последующих — от 1,5 до 3,5 [IV—1].

Для предварительного расчета можно определять к. п. д. ступени как функцию $M_{ст}$ и $Re_{ст}$ (рис. 223, *в*).

В приведенных выводах учитывались потери, обусловленные сопротивлениями в лопаточных каналах элементарных ступеней в предположении равномерного распределения c_z по высоте. Влияние на напор неравномерности c_z, образующейся вследствие зазоров между корпусом и лопатками и у втулки, не учитывалось. Возможное распределение осевых проекций c_z по высоте лопатки с учетом этих явлений для равномерной расчетной осевой скорости представлено следующими числами:

ν	0,992	0,968	0,928	0,887	0,847	0,807	0,766	0,726	0,686	0,673
$\frac{c_z}{c_{z\,расч}}$	0,730	1,000	1,095	1,140	1,151	1,151	1,125	1,060	0,784	0,510

Очевидно, отклонение c_z от расчетной величины также меняет угол поворота потока по высоте лопатки, что влияет на распределение напора и других величин по этой высоте.

Опыты показали, что уменьшение напора ступени зависит от втулочного отношения $\nu_{вт} = \nu_{min}$. С его повышением, т. е. увеличением влияния корня и конца лопатки, напор ступени падает:

ν_{min}	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,97
$\sigma_н = \frac{H_{ср}}{H_{расч}}$	0,94	0,92	0,88	0,83	9,76	0,65

Зная $\sigma_н$, можно определить действительный напор ступени по формуле

$$H = \sigma_н H_{\sigma=1}. \qquad \text{(V—93)}$$

Не следует смешивать $\sigma_н$ с к. п. д. Это поправочный коэффициент на расчетную схему, аналогично приводимому в центробежных машинах, где учитывалось влияние конечного числа лопаток в колесе. Поэтому все мощностные определения должны относиться не к $H_{\sigma_н=1}$, а к H — действительному напору.

Вопрос о выборе той или иной схемы организации потока в ступени зависит от ее работы не только на расчетном режиме, но и на других. Из теории характеристик центробежных компрессоров (см. стр. 338) известно, что при заданном постоянном числе оборотов работа ступени на режимах, отличающихся от расчетного, определяется по так называемым дроссельным характеристикам. Пользуясь ими, можно по расходу ступени определить ее напор при работе на переменное внешнее сопротивление. При испытаниях оно создается изменением положения дроссельной заслонки на нагнетании.

Так же как у центробежных компрессоров, осевая ступень имеет размерные характеристики, в переменных $V_{вс} - H$ или

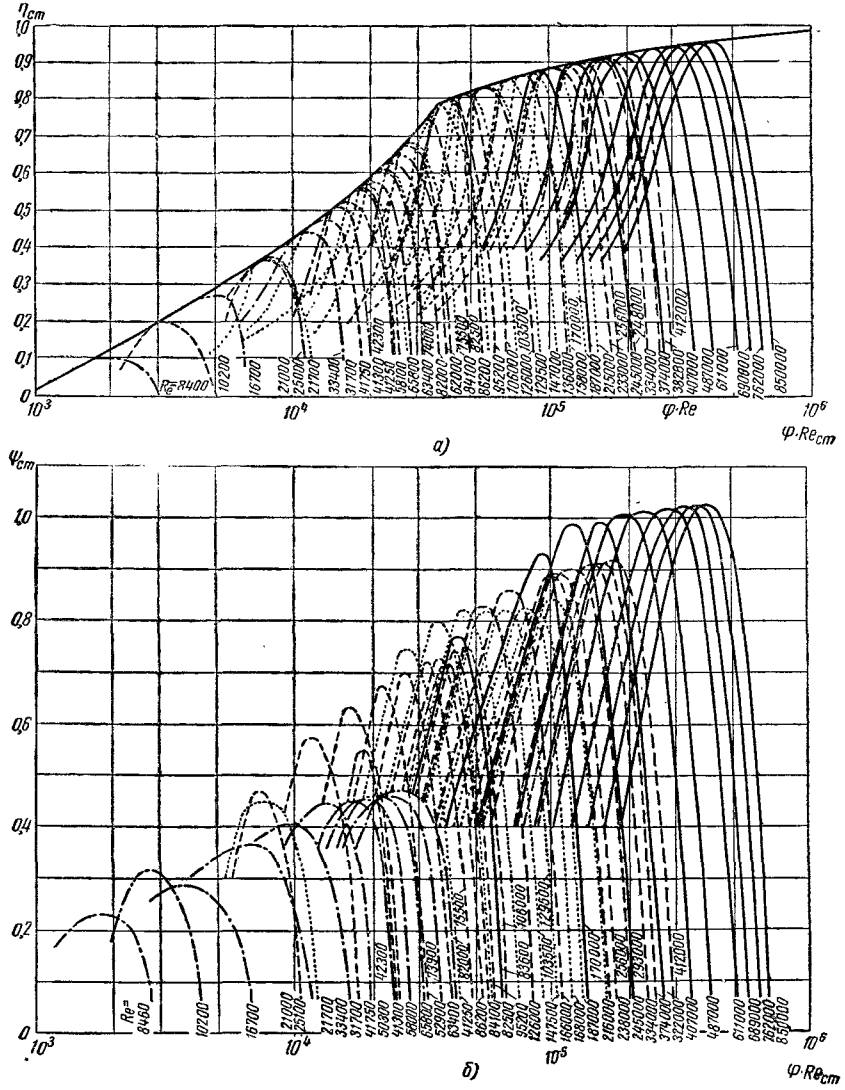


Рис. 223 *а*, *б*. Зависимость коэффициентов напора и к. п. д. ступени от числа $Re_{ст}$ и $M_{ст}$:

——— $z=6$; — — — 12; ..... 24; — — —48; — · —60

$G - H$ или безразмерные характеристики в переменных φ где $\psi = 2\chi'$.

Теоретические основы построения этих характеристик достаточно подробно освещены в главе IV. Приведем несколько примеров этих характеристик для осевых ступеней при различных формах потока в них.

Характеристика одноступенчатых осевых компрессоров, спроектированных по закону $H = \text{const}$, показана на рис. 224. Первые — безразмерные характеристики (см. рис. 224, *а*) относятся к ступени с осевым входом при различных углах установки лопаток. Из

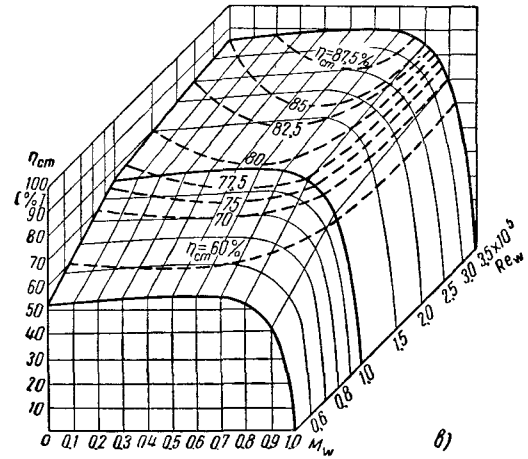


Рис. 223,*в*. Зависимость коэффициентов напора и к. п. д. ступени от числа $Re_{ст}$ и $M_{ст}$

графиков и табл. 27 видно, что с увеличением угла установки значение максимального к. п. д. возрастает и достигает максимума при β_0 порядка 30°. Дальнейшее увеличение этого угла приводит к уменьшению η_{max}. В этой же таблице указаны значения коэффициентов расхода и напора ступени, которые при $\eta_{max} = 0{,}88$ равны $\varphi_{опт} = 0{,}42$ и $\psi_{опт} = 0{,}580$. Угол установки определяется по корневому профилю лопатки и отвечает втулочному отношению $\nu_{вт} = 0{,}667$. Вторые — размерные характеристики (см. рис. 224, *б*) относятся к ступени, в которую газ входит с предварительным закручиванием ($c_{1u} \neq 0$) и при постоянном угле установки лопаток. Эти характеристики даны в координатах $V_{вс} - H - \eta$. Как видно из кривых и табл. 28, в этом случае $\eta_{max} = 0{,}90$ отвечает отрицатель-

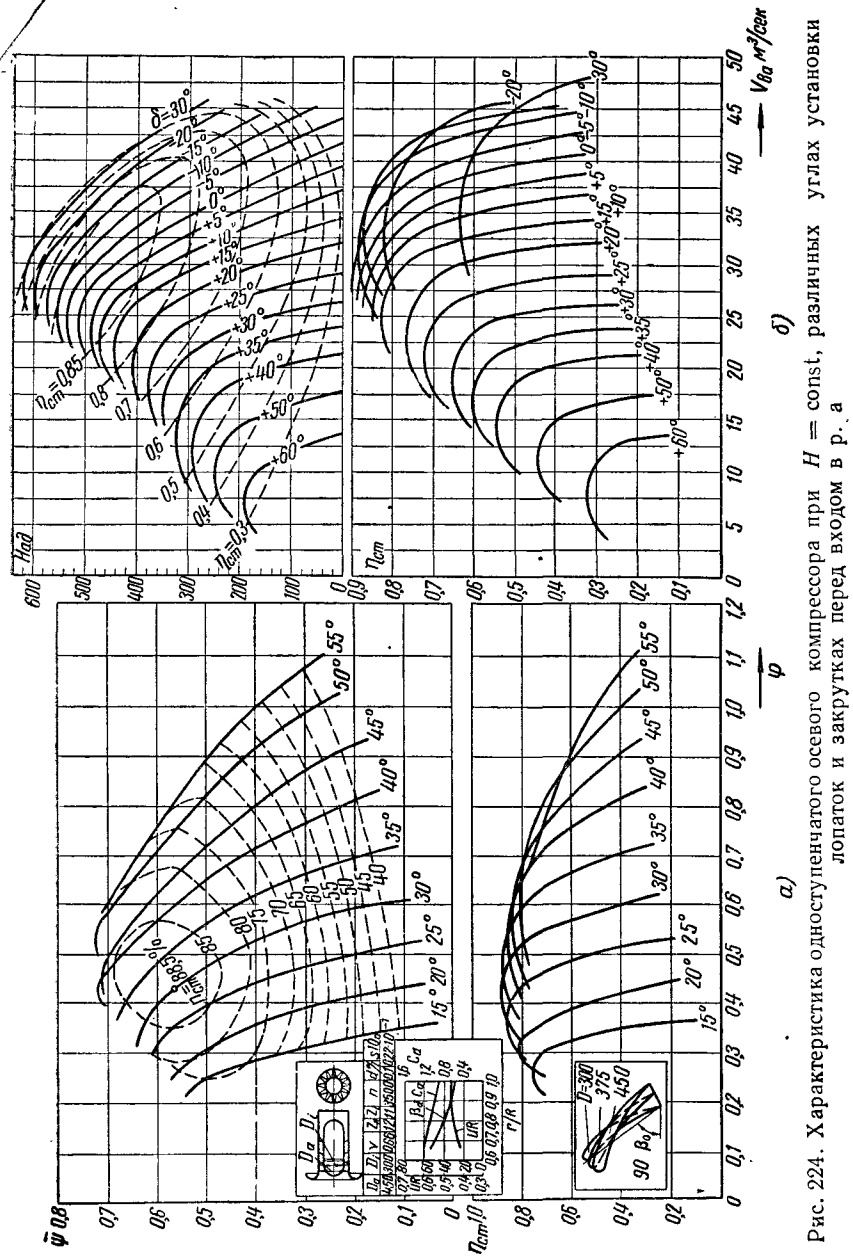


Рис. 224. Характеристика одноступенчатого осевого компрессора при H = const, различных углах установки лопаток и закрутках перед входом в р. а

ному закручиванию ($\alpha_1 = 95°$), причем в обе стороны от этого угла к. п. д. падает почти симметрично.

Таблица 27

Значения максимальных $\eta_{ст}$, $\varphi_{ст}$ и $\psi_{ст}$ при различных углах установки лопаток рабочего аппарата ступени, спроектированной при H = const и осевом входе

β_0	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°	55°
φ_{max}	0,25	0,305	0,355	0,420	0,475	0,500	0,520	0,540	0,600
η_{max}	0,75	0,82	0,85	0,88	0,87	0,86	0,82	0,80	0,78
ψ_{max}	0,49	0,505	0,55	0,580	0,610	0,670	0,680	0,730	0,710

Таблица 28

Значения максимального $\eta_{ст}$ и соответственных $V_{вс}$ и $H_{ад}$ при различном закручивании на входе в рабочий аппарат и постоянном угле установки для ступени, спроектированной при H = const

$90 - \alpha_1$	60	50	40	30	20	10	5	0	−5	−10	−20	−30
α_1	30	40	50	60	70	80	85	90	95	100	110	120
η_{max} . . .	0,32	0,44	0,55	0,66	0,77	0,85	0,87	0,89	0,90	0,88	0,87	0,64
$V_{вс}$, % .	39,7	41,9	52,0	68,6	83,4	94,5	97,5	100	105	115	124	130
$H_{ад}$, % .	39,9	48,8	59,1	69,4	81,9	90,0	94,2	100	105	106	107	110

На рис. 225 даны безразмерные характеристики ступени, спроектированной по закону H = const, выраженные в процентах от расчетных значений $\varphi_{ст}$, $\psi_{ст}$ и $\eta_{ст}$.

Из предшествующего краткого обзора наиболее применяемых и простейших форм потока в ступени вытекают общие положения выбора схемы компрессора:

1) если по условиям работы в осевом компрессоре не ограничены число ступеней, габариты и числа оборотов, то предпочтительна схема ступени с H = const и с реактивностью на средних радиусах порядка 50—80%. При таком выборе отдельные ступени будут менее нагружены и их расчет проще, чем при θ' = const;

2) если осевой компрессор должен иметь возможно малые габариты, вес и число ступеней и высокие обороты, то следует выполнять его с θ' = const. Очевидно, ступени второго типа будут с газодинамической и прочностной стороны более напряженные, чем первые.

При расчете ступени по изложенному методу следует учитывать поправки на искажение профиля скоростей от трения, от влия-

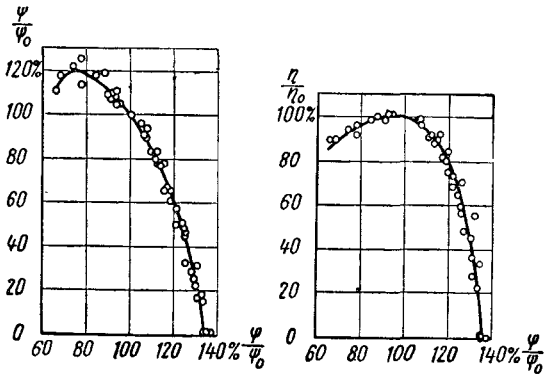


Рис. 225. Безразмерные относительные характеристики ступени при H = const, выраженные в процентах от их расчетных значений

ния радиальных зазоров между лопатками рабочего аппарата и статором, осевых зазоров между рабочими и направляющими венцами данной ступени и соседних.

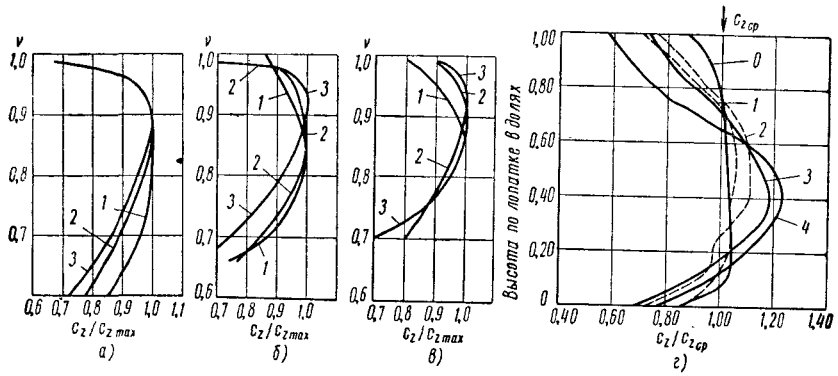


Рис. 226. Распределение осевых скоростей по высоте лопатки за рабочим аппаратом ступеней при различных коэффициентах расхода; значения φ:

а — за первым колесом: *1* — 0,40, *2* — 0,38, *3*—0,363; *б* — за вторым колесом: *1* — 0,427, *2* — 0,406, *3* — 0,375; *в* — за третьим колесом: *1* — 0,464, *2* — 0,440, *3* — 0,406; *г* — распределение скоростей по высоте лопатки

Очевидно, эти поправки будут влиять тем сильнее, чем больше режим работы отличается от расчетного. Кривые распределения осевых проекций скоростей по высоте лопатки для различных

режимов работы и ступеней даны на рис. 226. Скорости выражены в долях от максимальной измеренной, а радиусы — в долях от r_{max}. Распределения осевых скоростей приведены для выходных сечений рабочего аппарата I, II и III ступеней при трех значениях коэффициента расхода (рис. 226, *а*—*в*). На рис. 226, *г* даны распределения тех же проекций на входе в рабочий аппарат I ступени (0), и на выходе из рабочих аппаратов с I по IV ступень (1,2,3,4) при данном режиме работы. Как режим работы, так и номер ступени существенно влияют на распределение скоростей по высоте лопаточных аппаратов. Отклонение от расчетного режима

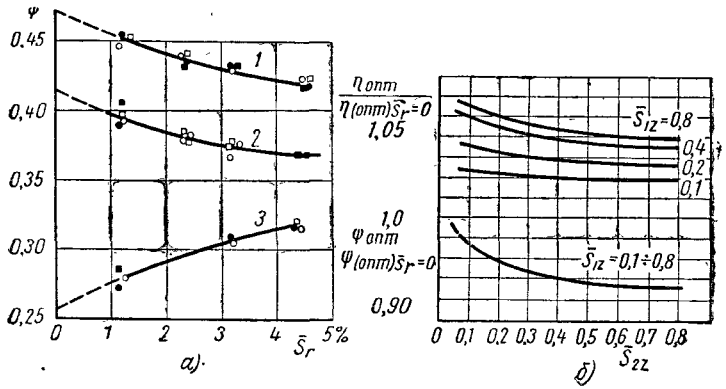


Рис. 227. Зависимость коэффициентов напора, расхода и к. п. д. ступени от величин радиальных и осевых относительных зазоров

работы различно изменяет распределение скоростей. Все это влияет на интегральные и средние величины, определяющие работу ступени и, в частности, на их характеристики.

Характеристика ступени, испытанной отдельно, будет иной, чем при ее работе между двумя другими ступенями в многоступенчатой машине.

Приведем примеры, показывающие влияние различных факторов на характеристики. На рис. 227, *а* приведено влияние радиального зазора на $\varphi_{ст}$ при работе на режимах: максимума расходов — кривая *1*, максимума к. п. д. ступени — кривая *2* и границы помпажа — кривая *3*. Область устойчивой работы ступени по $\varphi_{ст}$ ограничена кривыми *1*—*3* при заданном относительном радиальном зазоре $\bar{s}_r$, где $\bar{s}_r$ — отношение действительного зазора s_r к средней высоте лопатки $h_д$. Из кривых следует, что при увеличении относительного радиального зазора зона устойчивой работы ступени уменьшается.

Оптимальный к. п. д. ступени практически изменяется по линейному закону от $\bar{s}_r$. Для предварительных расчетов можно пользоваться эмпирической формулой

$$\frac{\eta_{опт}}{(\eta_{опт})_{s_r=0}} = 1 - 0{,}023 \frac{\bar{s}_r}{1 - \frac{h_л}{D_{max}}} \sqrt{\theta'}. \qquad (V-94)$$

Также линейной зависимостью может быть представлено отношение коэффициентов напоров:

$$\frac{\psi_{опт}}{(\psi_{опт})_{s_r=0}} = 1 - 0{,}045 \frac{\bar{s}_r}{\frac{h}{b_0'}} \sqrt{\theta'}. \qquad (V-94а)$$

Влияние осевых зазоров между лопатками аппаратов данной ступени s_{2z} и предшествующей s_{1z}, которые определяются по среднему сечению ступени, показано на рис. 227, *б*, где даны значения отношений $\left(\frac{\eta_{опт}}{\eta_{опт\,0}}\right)$ и $\left(\frac{\psi_{опт}}{\psi_{опт\,0}}\right)$ от относительных осевых зазоров $\bar{s}_{1z}$ и $\bar{s}_{2z}$, отнесенных к средней хорде лопаток рабочего аппарата.

Пример 5. Расчет рабочего аппарата ступени.

Исходные параметры те же, что в примере расчета элементарной ступени компрессора. Полный расход ступени $G = 117$ *кГ/сек*. Предполагая на входе в рабочий аппарат все физико-механические параметры постоянными, из формулы (V—74) найдем:

$$\varphi_{ст} = \frac{2c_{1z}}{1 - \nu_{min}^2} \int_{\nu_{min}}^{1} \frac{1}{u} \nu^2 d\nu = \frac{2c_{1z}}{1 - \nu_{min}^2} \int_{\nu_{min}}^{1} \frac{\nu d\nu}{u_{max}} = \frac{c_{1z}}{u_{max}}.$$

Полагая, что расчет элементарной ступени произведен для $\nu = 0{,}90$, получим:

$$u_{max} = \frac{u_{расч}}{\nu_{расч}} = \frac{200}{0{,}90} = 222{,}2 \text{ м/сек},$$

и, значит,

$$\varphi_{ст} = \varphi_{расч} \cdot \nu_{расч} = 0{,}5 \cdot 0{,}9 = 0{,}45.$$

Далее, зная удельный вес на входе в рабочий аппарат

$$\gamma_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{10000}{29{,}3 \cdot 293} = 1{,}165 \approx 1{,}17 \text{ кг/м}^3,$$

определим секундный объем

$$V_{вс} = \frac{G}{\gamma_1} = \frac{11{,}7}{1{,}17} = 10 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Зная $V_{вс}$ и c_{1z}, найдем сечение входа в рабочий аппарат

$$F_1 = \frac{V_{вс}}{c_{1z}} = \frac{10}{100} = 0{,}1 \text{ м}^2,$$

но $F_1 = \frac{\pi D_{max}^2}{4}(1 - \nu_{min}^2)$, значит между D_{max} и ν_{max} существует зависимость

$$D_{max} = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1 - \nu_{min}^2)}}.$$

Задаваясь величиной ν_{min}, определим D_{max}, затем число оборотов по формуле

$$n = \frac{60 \cdot u_{max}}{\pi D_{max}} = \frac{60 \cdot 222{,}2}{\pi \cdot D_{max}} = \frac{4260}{D_{max}},$$

как это приведено ниже:

ν_{min}	$1 - \nu_{min}^2$	D_{max}	n
0,5	0,75	0,412	10320
0,6	0,64	0,445	9620
0,7	0,51	0,509	8500
0,8	0,36	0,6	7100

Число оборотов или максимальный диаметр выбирают исходя из тех или иных конструктивных соображений, в частности из условия, чтобы высота лопатки не была очень мала или велика сравнительно с диаметром. Обычно рекомендуют ν_{min} в пределах $0{,}6 \div 0{,}85$, что дает для относительной высоты лопаток, т. е. для отношения

$$\frac{D_{max} - D_{min}}{2D_{max}} = \frac{1}{2}(1 - \nu_{min})$$

значения от 0,2 до 0,075.

В данном случае принимаем $\nu_{min} = 0{,}8$, что отвечает $n = 7100$ об/мин и $D_{max} = 0{,}6$ *м*.

Далее, при нашем предположении об условиях на входе в рабочий аппарат ($c_{1z} = \text{const}$) из (V—61) заключим, что $rc_u = \text{const}$. В расчетном цилиндрическом сечении ($\nu = 0{,}9$) (см. табл. 29) $c_{1u} = 0$, значит, в любом другом сечении $c_{1u} = 0$. Откуда следует, что на входе по всей высоте лопатки нет закручивания. Относительная скорость на входе

$$w_1 = u_{max} \nu \sqrt{\varphi^2 + 1^2}$$

и ее угол

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{1z}}{u} = \frac{\varphi_{max}}{\nu}.$$

Соответствующие значения этих величин для трех названных цилиндрических сечений приведены в табл. 29.

Найдя w_1, c_1 и u, можно определить треугольники входа в любом сечении, а зная в расчетном сечении $c_{r\,\text{расч}}$ и $w_{r\,\text{расч}}$, — треугольники выхода в любом сечении, если известно распределение напоров по высоте лопатки. Если считать, что $\eta_{\text{р.а}} = 0{,}92$ по высоте лопатки не меняется и расчетное сечение принять как среднее по высоте лопатки, то из формулы (V—91а) вытекает, что это справедливо, в частности, если $H = \text{const}$ при $c_{1u} = 0$ по высоте лопатки. Последнее условие удовлетворено, значит при форме потока по закону $rc_u = \text{const}$ обеспечивается постоянство $\eta_{\text{р.а}}$ по высоте лопатки.

Далее, так как по (V—66б)

$$H_{\text{ср}} = H_{\text{ст}} = H = \frac{uc_{2u}}{g},$$

то по высоте лопатки при введении $\psi_{\text{ст}}$ из формулы (V—69)

$$c_{2u} = \frac{gH}{u} = \frac{\psi_{\text{ст}}}{2\nu} u_{\max},$$

где

$$\psi_{\text{ст}} = \frac{2gH}{u^2_{max}} = 0{,}486.$$

Величина c_{1z} по высоте лопатки не будет меняться, что следует по аналогии с (V—61б) при $r_2 c_{2u} = \text{const}$.

Для определения ε_2 в различных сечениях пользуются формулой (V—82в)

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_{2\,\text{ср}} + \frac{k}{8} M^2_{u\,\max} \left(\frac{\psi_{\text{ст}}}{\nu_{\text{ср}}}\right)^2 \left[1 - \left(\frac{\nu_{\text{ср}}}{\nu}\right)^2\right],$$

где $\nu_{\text{ср}} = \nu_{\text{расч}}$ и

$$M_{u\,\max} = \frac{u_{\max}}{a_1} = 0{,}645.$$

Кинематическая реакция по формуле (V—82г)

$$\theta' = 1 - \frac{\psi_{\text{ст}}}{4\nu^2},$$

зная θ' по сечениям, найдем

$$\eta_{\text{д. р. а}} = \eta_{\text{д. ср}} \frac{\theta'_{\text{ср}}}{\theta} + \left(1 - \frac{\theta'_{\text{ср}}}{\theta'}\right),$$

причем следует проверить $\theta'_{\text{ср}}$ по формуле

$$\theta'_{\text{ср}} = \theta'_{\text{расч}} = 1 - \frac{\psi_{\text{ст}}}{4\nu^2_{\text{расч}}}.$$

Коэффициент потерь и показатель политропы из формул, аналогичных (V—47а и 43):

$$\zeta_{\text{р. а}} = 1 - \eta_{\text{д. р. а}},$$

$$\frac{m}{m-1} = \frac{k}{k-1} \eta_{\text{д. р. а}}.$$

Определим γ_2 и T_2 в любом сечении:

$$\gamma_2 = \gamma_1 \varepsilon_2^{\frac{1}{m}}; \quad T_2 = T_1 \varepsilon_2^{\frac{m-1}{m}}.$$

Таблица 29

Расчет полной ступени

Наименование	Сокращенное обозначение	Относительный радиус сечения: 1,0	0,9	0,8	Формула или примечание
Коэффициент расхода	φ	0,45	0,5	0,563	$\varphi_{\text{ср}} \frac{\nu_{\text{ср}}}{\nu}$
Относительная скорость на входе, *м/сек*	w_1	244	224	204,6	$u_{\max} \nu \cdot \sqrt{1+\varphi^2}$
Тангенс угла относительной скорости	$\operatorname{tg}\beta_1$	0,45	0,5	0,563	φ
Угол относительной скорости, °	β_1	24,3	26,5	29,5	$\operatorname{arc\,tg}\varphi$
Проекция абсолютной скорости на выходе, *м/сек*	c_{2u}	54,0	60	67,8	$\frac{\psi_{\text{ст}}}{2\nu} u_{\max}$
Окружная скорость, *м/сек*	u	222,2	200	177,8	$\nu u_{\max}$
Окружная проекция относительной скорости, *м/сек*	w_{2u}	−168	−140	−110	$c_{2u} - u$
Кинематическая реакция	θ'	0,878	0,85	0,81	$1 - \frac{\psi_{\text{ст}}}{4\nu^2}$
К. п. д. рабочего аппарата (диффузорный)	$\eta_{\text{д.р.а.}}$	0,922	0,92	0,915	$\eta_{\text{д.ср}} \frac{\theta'_{\text{ср}}}{\theta'} + \left(1 - \frac{\theta'_{\text{ср}}}{\theta'}\right)$
Коэффициент потерь в рабочем аппарате	ζ	0,0795	0,08	0,085	$1 - \eta_{\text{д.р.а}}$
Вспомогательная величина	$\frac{m}{m-1}$	3,22	3,22	3,20	$\frac{k}{k-1} \eta_{\text{д.р.а}}$
Показатель политропы	m	1,45	1,45	1,451	$\frac{\frac{k}{k-1}\eta_{\text{ст}}}{\frac{k}{k-1}\eta - 1}$

Продолжение

Наименование	Сокращенное обозначение	Относительный радиус сечения			Формула или примечание
		1,0	0,9	0,8	
Вспомогательная величина	B	0,004	0	—0,006	$\frac{k}{8}M^2_{u\max}\left(\frac{\psi_{ст}}{\nu_{ср}}\right)^2\left[1-\left(\frac{\nu_{ср}}{\nu}\right)^2\right]$
Отношение давлений	ε_2	1,13	1,124	1,112	$\varepsilon_{ср}+B$
Относительный удельный вес	$\bar{\gamma}_2$	1,095	1,083	1,069	$\frac{1}{\varepsilon_2^{\frac{1}{m}}}$
Удельный вес на выходе, $кГ/м^3$	γ_2	1,282	1,258	1,235	$\gamma_1\gamma_2$
Отношение температур в рабочем аппарате	$\bar{T}_2$	1,0415	1,0374	1,0306	$\varepsilon_2^{\frac{m-1}{m}}$
Температуры на выходе из рабочего аппарата, °К	T_2	305,1	304,0	302	$\bar{T}_2\ T_1$
Температурный перепад в рабочем аппарате, °К	ΔT	12,1	11,0	9,0	T_2-T_1
Осевая проекция скорости на выходе, $м/сек$	w_{2z}	91,2	92,5	94	$\frac{c_{1z}}{\bar{\gamma}^2}$
Тангенс угла относительной скорости на выходе	$\operatorname{tg}\beta_2$	0,544	0,652	0,855	$-\frac{w_{2z}}{w_{2u}}$
Угол выхода относительной скорости,°	β_2	28,5	33,5	40,5	$\operatorname{arc\,tg}\left(-\frac{w_{2z}}{w_{2u}}\right)$
Угол поворота потока,°	$\Delta\beta$	4,2	7	11,0	$\beta_2-\beta_1$
Осевая проекция скорости на бесконечности, $м/сек$	$w_{\infty z}$	95,5	96,2	97,0	$\frac{w_{1z}+w_{2z}}{2}$

Продолжение

Наименование	Сокращенное обозначение	Относительный радиус сечения			Формула или примечание
		1,0	0,9	0,8	
Окружная проекция скорости на бесконечности, $м/сек$	$w_{\infty u}$	—195	—170	—143,6	$\frac{w_{2u}-u}{2}$
Тангенс угла скорости на бесконечности	$\operatorname{tg}\beta_\infty$	0,49	0,565	0,675	$-\frac{w_{\infty z}}{w_{\infty u}}$
Угол скорости на бесконечности, °	β_∞	26,1	29,5	34	$\operatorname{arc\,tg}\left(-\frac{w_{\infty z}}{w_{\infty u}}\right)$
Скорость на бесконечность	w_∞	216,5	196,0	173,0	$\sqrt{w^2_{\infty z}+w^2_{\infty u}}$
Вспомогательная величина	N	1,08	1,08	1,059	$1-\frac{\Delta w_z}{\Delta w_u}\operatorname{tg}\beta_\infty$
Вспомогательная величина	$N'\zeta$	0,086	0,086	0,090	
Вспомогательная величина	$\frac{\psi}{w_\infty}$	0,500	0,615	0,78	$\frac{\psi_{ст}}{w_\infty\nu^2}$
Аэродинамическая нагрузка	$C_a k_t$	0,466	0,573	0,730	$\frac{\psi}{w_\infty}(1-N\zeta\cos^2\beta_\infty)$
Приведенный коэффициент сопротивления	$C_w k_t$	0,0170	0,0227	0,0325	$\frac{\psi}{w_\infty}N\zeta\sin\beta_\infty\cdot\cos\beta_\infty$
Обратное качество профиля	μ	0,0365	0,0396	0,0445	$\frac{C_a k_t}{C_w k_t}$
Качество профиля	μ^{-1}	28,1	25,3	22,5	$\frac{1}{\mu}$
Густота	k_t	0,900	1,00	1,123	$k_{tср}\cdot\frac{\nu_{ср}}{\nu}$
Число Маха по относительной скорости на входе	M_{w_1}	0,71	0,652	0,595	$\frac{w_1}{a_1}$, где $a_1=344\ \frac{м}{сек}$

Продолжение

Наименование	Сокращенное обозначение	Относительный радиус сечения			Формула или примечание
		1,0	0,9	0,8	
Коэффициент подъемной силы	C_a	0,52	0,573	0,65	$\frac{C_a k_t}{k_t}$
Коэффициент сопротивления	C_w	0,0189	0,0227	0,0288	$\frac{C_w k_t}{k_t}$
Максимальный угол поворота потока, °	$\Delta\beta_{1\max}$	7	10	15	По графику (рис. 218)
Проверка угла поворота потока, °	$0{,}8\Delta\beta_{\max}$	5,4	8	12	$0{,}8\Delta\beta_{\max}$
Угол набегания потока, °	i_1	—6	—5	—4,9	По графику (рис. 218) по известным C_a и C_w
Угол касательной к средней линии профиля на входе	$\beta_{1л}$	18,3	21,6	24,6	$\beta_1 + i$
Вспомогательная величина	m_0	0,353	0,344	0,329	$0{,}18 + 0{,}92x^3_{\max} - 0{,}1\frac{\beta_2}{50}$ при $x_{\max} = 0{,}5$
Угол касательной к средней линии профиля на выходе, °	$\beta_{2л}$	34,6	39,4	49	$\beta_2 - \frac{\frac{m_0}{\sqrt{k_t}}\beta_{1л}}{1 - \frac{m_0}{\sqrt{k_t}}}$
Угол изгиба профиля, °	χ	16,3	17,8	24,4	$\beta_{2л} - \beta_{1л}$
Угол установки профиля, °	β_0	26,45	30,5	36,8	$\beta_{1л} + \frac{\chi}{2}$
Относительный радиус криволинейной оси	$\bar{R}$	3,46	3,24	2,38	$\frac{1}{\frac{\chi}{2\sin\frac{\chi}{2}}}$
Относительная длина дуги	$\bar{b}_0'$	0,98	1,00	1,015	$R\chi$
Относительная ширина решетки	$\bar{b}_0$	0,45	0,507	0,60	$\sin\bar{\beta}_0$

Зная безразмерный удельный вес $\bar{\gamma}_2$ на выходе из рабочего аппарата, определим осевые проекции скорости и затем треугольники скоростей выхода и скорость на бесконечности.

По формулам элементарной ступени найдем нагрузку, приведенный коэффициент сопротивления и обратное качество.

Густота решетки в различных сечениях рабочего аппарата

$$k_t = k_{t\,\text{ср}} \cdot \frac{\nu_{\text{ср}}}{\nu},$$

далее определим все геометрические характеристики облопачивания в различных цилиндрических сечениях. При подборе профиля следует в общем случае

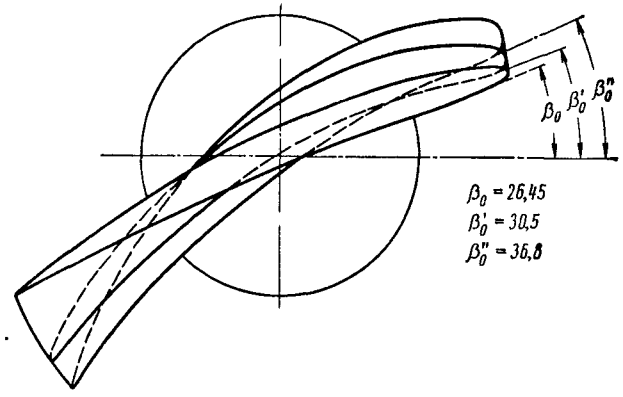


Рис. 228. Схема расположения профилей цилиндрических сечений рабочего аппарата по высоте лопатки

его процентность менять по высоте лопатки с тем, чтобы коренной профиль, исходя из условий прочности, был соответствующего сечения. Поэтому его толщина по высоте лопатки уменьшается от корня к периферии. Обычно корневые профили при длинных лопатках имеют 14—16%, а верхние — 6%. В рассматриваемом примере сравнительно короткой лопатки у корня возможна значительно меньшая толщина профиля (рис. 228).

Для определения геометрических размеров лопатки необходимо еще задать ее хорду b, к которой были отнесены все характеристики. При малых $\nu_{\min}$ отношение высоты лопатки к хорде можно принять 3,5—4,5, а при бо́льших втулочных отношениях — 1,8—2,00. В рассматриваемом примере $\nu_{\min} = 0{,}8$, т. е. сравнительно большое, а высота лопатки

$$h = \frac{D_{\max} - D_{\min}}{2} = \frac{D_{\max}}{2}(1 - \nu_{\min}) \approx 0{,}06 \text{ м},$$

поэтому хорду b можно принять равной 31 *мм*, что составляет 1,94 от высоты лопатки.

Произведенный расчет предварительный и не учитывает, например, влияния в корневом и периферийных сечениях трения, зазоров, неравномерность осевых скоростей как на выходе, так и на входе, которые при окончательном расчете принимают во внимание.

Подробности указаны в литературе [V—1, V—2, V—3].

МНОГОСТУПЕНЧАТОЕ СЖАТИЕ В ОСЕВОМ КОМПРЕССОРЕ

При значительных отношениях давлений или больших газовых постоянных (водород, гелий) необходимые напоры не могут быть созданы при оптимальных условиях в одной ступени современными подзвуковыми типами лопаточных аппаратов. Вследствие этого при больших ε осевые компрессоры выполняют многоступенчатыми, в которых необходимое повышение давления осуществляется в системе последовательно работающих ступеней. В общем случае форма проточной части и число ступеней определяются как оптимальными значениями средних для всей машины коэффициентов напора, расхода и полезного действия, так и конструктивным типом проточной части компрессора. Возможные типы проточных частей компрессора приведены на рис. 229. Для стационарных машин обычно применяют проточные части типов *а* и *б* с постоянным наружным или внутренним диаметром.

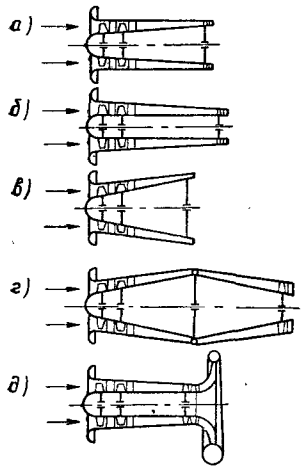


Рис. 229. Конструктивные типы проточных частей осевого компрессора:

а — проточная часть с постоянным наружным диаметром; *б* — то же, с постоянным внутренним диаметром; *в* — то же, с возрастающим наружным и внутренним диаметрами; *г* — то же, с переменным наружным и внутренним диаметром; *д* — комбинация осевого и центробежного компрессоров

Осевые разрезы выполненных компрессоров с проточными частями типа *а*, *б* и *в*, т. е. с постоянными и переменными внешними и внутренними диаметрами, показаны на рис. 230.

В случае очень больших отношений давлений осевые компрессоры, так же как центробежные, следует выполнять с промежуточным охлаждением. Обычно их выполняют двухцилиндровыми с одним промежуточным холодильником.

Основные термодинамические положения многоступенчатого сжатия в осевом и центробежном компрессорах полностью совпадают.

Если известны исходные данные: $p_{нач}$ и $p_{кон}$ — начальное и конечное давление, $t_н$ — начальная температура ($T = 273 + t_н$), G — весовой расход газа, и физические характеристики газа, которые для газов, близких к идеальным, определяются газовой постоянной R и показателем адиабаты k, то для общего термодинамического расчета многоступенчатой осевой машины необходимо найти число ступеней машины или средний тепловой напор на ступень.

Для этого обычно используют данные по выполненным машинам и эксперименты над моделями. По материалам после соответствующей статистической обработки устанавливают некоторые предварительные величины, необходимые для определения главных расчетных параметров. К таким величинам относится средний адиабатический к. п. д. многоступенчатой машины, определяемый формулой (IV—35), если можно пренебречь скоростями входа и выхода газа из машины,

$$\eta_{ад.к} = \frac{i_{к.ад} - i_н}{i_к - i_н}. \qquad (V—95)$$

В случае, если по условиям работы осевого компрессора этого сделать нельзя, то вместо (V—95) следует ввести адиабатический к. п. д., определяемый по энтальпиям торможения,

$$\eta^*_{ад.к} = \frac{i^*_{к.ад} - i^*_н}{i^*_к - i^*_н}. \qquad (V—95а)$$

При малых или равных скоростях на входе и выходе уравнения (V—95 и 95а) дадут одинаковые результаты.

Приближенная зависимость $\eta^*_{ад}$ от $\eta_{ад}$ и других исходных параметров может быть найдена по формуле

$$\overline{\eta}_{ад} = \frac{\eta^*_{ад.к}}{\eta_{ад.к}} = \frac{1 + \frac{k-1}{2}\frac{\Delta M_1^2}{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1}}{1 + \eta_{ад}\frac{k-1}{2}\frac{\Delta M_1^2}{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1}}, \qquad (V—95б)$$

$$\Delta M_1^2 = \left(\frac{c_к}{a_1}\right)^2 - \left(\frac{c_н}{a_1}\right)^2,$$

где a_1 — скорость (адиабатическая) звука для входных параметров.

В табл. 30 даны величины $\overline{\eta}_{ад}$ для некоторых частных значений $\varepsilon_к$, ΔM_1^2 и $\eta_{ад}$ и при $k = 1{,}4$. В обычных условиях для двухатомных газов $\eta^*_{ад} > \eta_{ад}$ не более чем на 3% и только при сравнительно невысоком $\eta_{ад} = 0{,}8$ и большой $\Delta M_1^2 = 0{,}50$ эта разница достигает 5—6%.

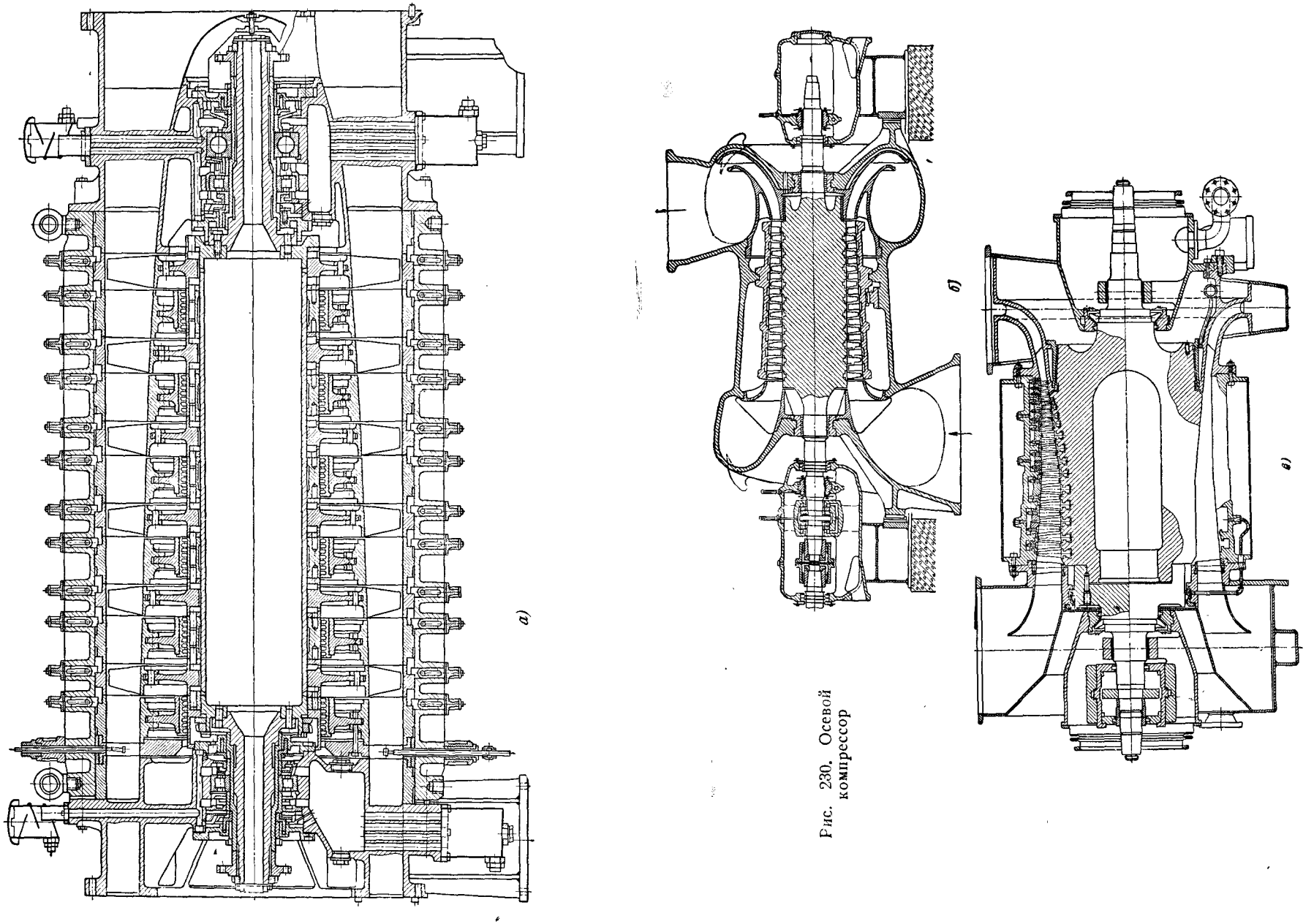


Рис. 230. Осевой компрессор

Если для данного типа осевых компрессоров известен средний политропический показатель для всей машины m, то адиабатический к. п. д.

$$\eta_{ад.к} = \frac{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - 1}. \qquad (V—95в)$$

Значения $\eta_{ад.к}$ для разных $\varepsilon_к$ и двух значений m при $k = 1{,}4$:

$\varepsilon_к$	3	4	5	6	10
$m = 1{,}45$	0,914	0,905	0,903	0,901	0,888
$m = 1{,}5$	0,837	0,829	0,827	0,820	0,771

Кроме указанных зависимостей, на $\eta_{ад.к}$, очевидно, влияет к. п. д. отдельной ступени $\eta_{ад}$ и число ступеней X. Для ориентировочного определения $\eta_{ад.к}$ по числу ступеней X можно пользоваться следующими данными:

X	1	2	3	4	5	6	8	10	12	14
$\frac{\eta_{ад.к}}{\eta_{ад}}$	1	0,985	0,978	0,975	0,972	0,970	0,969	0,968	0,967	0,965

Ориентировочные значения $\eta_{ад.к}$ в зависимости от адиабатического напора или отношения давлений приведены ниже:

$H_{ад.к}$	2	4	8	12	16	20	24	$28 \cdot 10^3$ м
$\varepsilon_к$	1,2	1,6	2,4	3,4	4,7	6,3	8,2	10,3
$\eta_{ад.к}$	0,90	0,895	0,875	0,860	0,850	0,840	0,830	0,820

Отклонение действительных значений к. п. д. осевого компрессора от этих средних величин составляет $\pm$ 1,0 $\div$ 1,5%. При увеличении отношения давлений от 1,2 до 6 или напора с 2000 до 20000 уменьшается $\eta_{ад.к}$ на 6—7%.

Таблица 30

Зависимость отношения к.п.д. $\bar{\eta}_{ад}$ от ε, ΔM_1^2 и $\eta_{ад}$ при $k = 1{,}4$

		$\Delta M_1^2 = 0{,}1$			$\Delta M_1^2 = 0{,}25$			$\Delta M_1^2 = 0{,}50$		
ε	$\frac{k-1}{\varepsilon\, k}$	$\eta_{ад} = 0{,}80$	0,85	0,90	0,80	0,85	0,90	0,80	0,85	0,90
3	1,369	1,0108	1,0083	1,0054	1,027	1,020	1,013	1,054	1,041	1,027
4	1,487	1,0082	1,0061	1,0041	1,020	1,015	1,010	1,041	1,030	1,020
5	1,583	1,0068	1,0052	1,0034	1,017	1,0075	1,0085	1,034	1,025	1,017
6	1,668	1,0060	1,0045	1,0030	1,015	1,007	1,0075	1,030	1,022	1,015
10	1,931	1,0043	1,0033	1,0022	1,011	1,005	1,0055	1,022	1,016	1,011

Число ступеней, кроме того, зависит от типа проточной части. Например, типам проточных частей, указанных на рис. 229, *а* и *б*, соответствует наибольшее число ступеней при одной и той же максимальной окружной скорости. Для проточной части типа *в* число ступеней уменьшается примерно на 11—22—28%, чем у *а* и *б* если соответственно $\varepsilon_к = 2$—4—6 при равных условиях на всасывании.

Как было указано, отношения давлений, а значит и напоры одной ступени многоступенчатой осевой машины соответственно меньше этих величин для центробежных компрессоров, что обусловливается

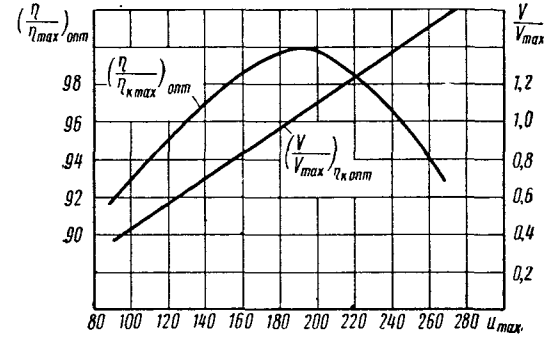


Рис. 231. Зависимость оптимального $\eta_{iк}$ и соответствующего объемного расхода на всасывании от u_{max}

более низкими коэффициентами напоров и окружными скоростями в осевом компрессоре. Коэффициент напора осевого компрессора $\psi_к$ примерно в два раза меньше, чем центробежного, а окружные скорости (при равных оптимальных условиях) — примерно на 20—25%.

Выбирая некоторую исходную ступень за основную, характеристики которой известны, можно найти число ступеней из приближенного равенства:

$$H_{эф} = H_{ад.к} = \psi_{ср} \frac{u_{max}^2}{2g} X,$$

если известна окружная скорость. Для определения ее можно воспользоваться данными о допустимых верхних значениях чисел M_u или исходить из примерных данных зависимости $\eta_{к.опт}$ от окружной скорости (рис. 231). На рисунке $\eta_{к.опт}$ выражено в процентах от своего максимального значения. Там же приведены соответствующие значения объемных расходов на всасывание, выраженные в долях

расхода, соответствующего максимуму $\eta_{опт}$. Ориентировочное значение u_{max} находится в пределах 170—240 *м/сек*, что при нормальных условиях на всасывании отвечает $M_u = 0{,}45 \div 0{,}71$. Определив тем или иным путем u_{max}, найдем число ступеней

$$X = \frac{2gH_{ад.к}}{\psi_{ср} u^2_{max}}.$$

Далее определим тепловые перепады по ступеням. При этом следует учитывать, что в действительности во всасывающем и нагнетательном патрубках давления $p_{вс}$ и $p_н$ будут отличаться от $p_{нач}$ и $p_{кон}$ на величину потерь в этих патрубках, т. е.

$$p_{нач} = p_{вс} - \Delta p_{вс}, \quad p_н = p_{кон} + \Delta p_н,$$

где $\Delta p_{вс}$ и $\Delta p_н$ могут быть определены по приближенным формулам:

$$\Delta p_{вс} = \xi_{вс} \gamma_{вс} \frac{c^2_{вс}}{2g},$$

$$\Delta p_н = \xi_н \gamma_н \frac{c^2_н}{2g},$$

где $\xi_{вс}$ и $\xi_н$ — коэффициенты потерь в патрубках.

Полный тепловой перепад в осевом компрессоре

$$\Delta i^*_к = \frac{\Delta i^*_{ад.к}}{\eta_к} = \frac{AH_{ад.к}}{\eta_к}.$$

Отсюда тепловой перепад на ступень

$$\Delta i^*_{ст} = \frac{\Delta i^*_к}{X}.$$

Полагая теплоемкость при постоянном давлении в i — ступени постоянной и равной ее значению во входном сечении этой ступени, получим последовательно разности температур и температуры по ступеням

$$\Delta T^*_{i-1} = \frac{\Delta i^*_{ст}}{c_{pi-1}},$$

$$T^*_i = T^*_{i-1} + \Delta T^*_{i-1}, \quad T_i = T^*_i - A \frac{c^2_i}{2gc_{pi-1}}$$

при $c_{pi} = f(T_i)$.

Определив температурные перепады и температуры статические и торможения во всех сечениях между двумя последовательными ступенями, можно найти газодинамические параметры по ступеням

и главные размеры компрессора. Температура при входе в I ступень по приближенной формуле

$$T_{нач} = T_{вс} - A \frac{c^2_{нач}}{2gc_{p\,вс}} = T_{вс} - A \frac{u^2_{max}}{2gc_{p\,вс}} \varphi^2_1.$$

Определим политропический к. п. д. компрессора по диаграмме (рис. 141). Затем найдем значение среднего показателя политропы для процесса сжатия по формуле (V—43).

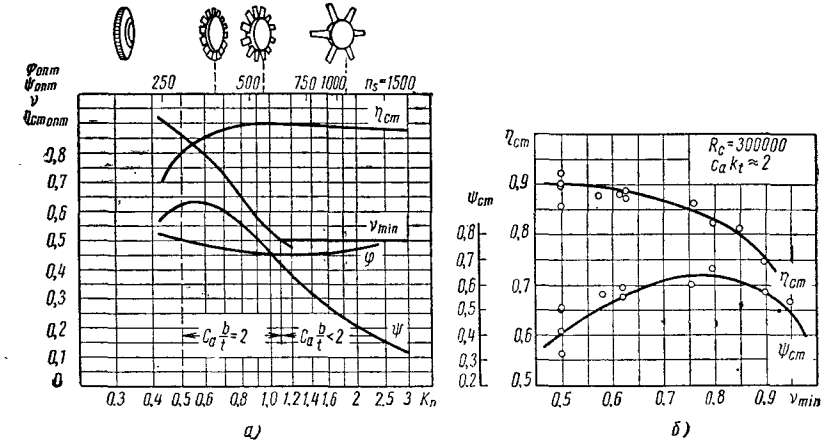


Рис. 232. Зависимость основных параметров ступени от числа быстроходности и втулочного отношения

Предположив постоянство φ для всех ступеней компрессора, можно приближенно полагать скорость входа во все ступени осевой и примерно равной φu_{max}.

Тогда во входном сечении в любую ступень между $\frac{p_i}{p_{нач}}$ и $\frac{T_i}{T_{нач}}$ существует зависимость

$$\frac{p_i}{p_{нач}} = \left(\frac{T_i}{T_{нач}}\right)^{\frac{m}{m-1}}$$

и для отношения удельных весов

$$\frac{\gamma_i}{\gamma_{нач}} = \left(\frac{T_i}{T_{нач}}\right)^{\frac{1}{m-1}}.$$

Зная эти величины, можно определить проходные площади при входе в любую ступень:

$$F_i = \frac{G}{\gamma_i c_{iz}} = \frac{G}{\gamma_i u_{max} \varphi_i},$$

где

$$F_i = \frac{\pi}{4}(D_{i\max}^2 - D_{i\min}^2) = \frac{\pi}{4}(\nu_{i\max}^2 - \nu_{i\min}^2) D_{\max}^2$$

при

$$\nu_{i\max} = \frac{D_{i\max}}{D_{\max}}, \quad \nu_{i\min} = \frac{D_{i\min}}{D_{\max}}.$$

Для схемы с постоянным внешним диаметром $D_{i\max} = D_{\max}$ и, значит, $\nu_{i\max} = 1$, а с постоянным внутренним диаметром $D_{i\min} =$ $= \text{const}$ и $\nu_{i\min} = \text{const}$. Зная F_i, можно последовательно при заданной схеме компрессора определить все диаметры этих сечений, если будет задан $D_{\max}$ I ступени. Этот диаметр связан с числом оборотов компрессора и скоростью $u_{\max}$:

$$u_{\max} = \frac{\pi D_{\max} n}{60}.$$

Для I ступени при $\nu_{\max} = 1$

$$\nu_{i\min} = \sqrt{1 - \frac{4F_i}{\pi D_{\max}^2}}.$$

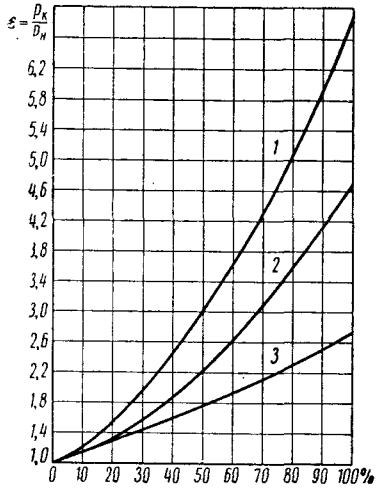


Рис. 233. Степень повышения давления в ступенях (в % от общего числа); число ступеней: 1—13; 2—10; 3—7

$\nu_{i\min}$ не может быть меньше 0,5, что видно из рис. 232, *а*, на котором приведены значения параметров нормальной ступени, определенных в зависимости от числа быстроходности

$$K_n = 6{,}33 \cdot 10^{-3} \frac{\sqrt{V_{вс} \cdot n}}{H_{ад}^{3/4}},$$

где $V_{вс}$ выражено в $м^3/сек$, n — в об/мин и $H_{ад}$ — в $м$. С другой стороны, $\nu_{\min}$ влияет на $\eta_{ст}$ и $\psi_{ст}$, что видно из рис. 232, *б*, где даны значения $\eta_{ст\max}$ и соответствующего $\psi_{ст}$ в зависимости от величины $\nu_{\min}$. Эти графики показывают, что $\eta_{ст\max}$ будет наибольшим при $\nu_{\min}$ порядка 0,5, а максимальные значения $\psi_{ст}$ достигаются при $\nu_{\min} = 0{,}8$, где уже $\eta_{ст} = 0{,}84$ вместо максимального 0,9. Кривые на рис. 232, *б* пригодны только для предварительных расчетов и определений пределов изменения расчетных величин. Такие расчеты осевых компрессоров следует производить по крайней мере в трех вариантах для выбора исходных задаваемых величин в оптимальных условиях.

Оптимальные варианты рассчитывают, как правило, по методу последовательных приближений.

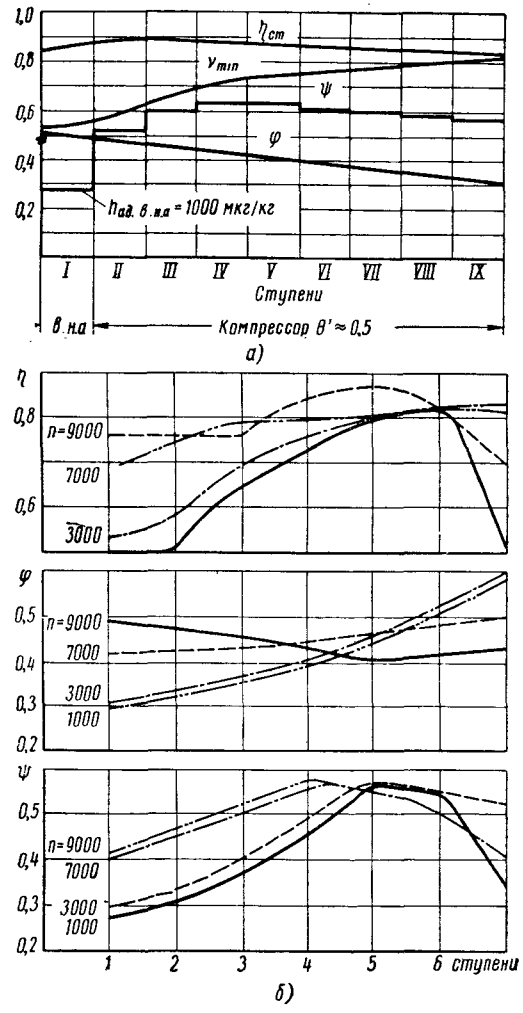


Рис. 234. Расчетные и опытные данные по распределению основных параметров в ступенях

Длина ступени компрессора, сконструированного при $D_{\max} =$ $= \text{const}$, ориентировочно может быть принята равной 25—35%

его максимального диаметра, если он лежит в пределах 350—600 *мм*. Для бóльших диаметров отношение длины к диаметру ниже чем 0,25—0,35, а для меньших диаметров эти отношения будут больше указанных пределов.

Распределение отношения давлений в выходных сечениях ступеней некоторых выполненных машин с различным общим числом ступеней, отнесенных к одинаковым начальным условиям всасывания, приведено на рис. 233.

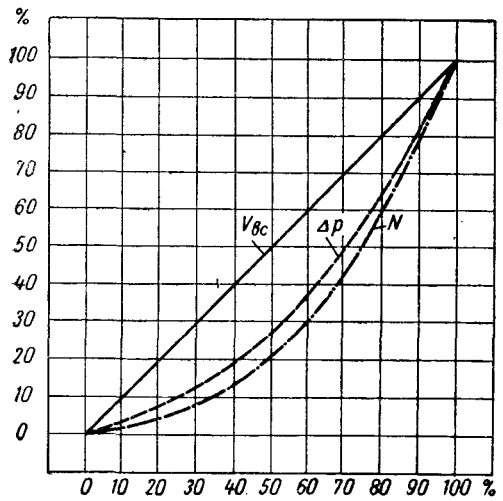


Рис. 235. Изменение основных параметров компрессора: расхода на всасывании, приращения давления и мощности на валу в процентах к номинальным их значениям при различных числах оборотов

На рис. 234, *а* даны примерные изменения величин ψ, φ, ν_{min} и $\eta_{ст}$, полученные расчетом, а на рис. 234, *б* — возможные распределения φ, ψ и η при различных оборотах по ступеням, полученные на основании опытных данных испытания семиступенчатого экспериментального компрессора при различных оборотах. Кривые объемной производительности приращения давления и мощности на валу при различных числах оборотов приведены на рис. 235. Все величины выражены в процентах от максимальных.

Пример 6. Определить основные параметры и размеры компрессора по следующим данным:

весовой расход $G = 14$ *кГ/сек*;
условия всасывания $p_{вс} = 1{,}033$ *ата*, $t_{вс} = 20°C$;
давление нагнетания $p_н = 2{,}7$ *ата*.
Сжимаемый газ: сухой воздух с характеристиками $R = 29{,}3$, $k = 1{,}4$.

Назначение машины — стационарная лабораторная установка, работающая при переменном числе оборотов в пределах ±10% от нормального.

Расчет иллюстрирует применение основных формул, полученных при рассмотрении многоступенчатых осевых компрессоров, а его результаты с расчетными формулами приведены в табл. 31, 32.

Таблица 31

Определение параметров на входе в осевой компрессор

Параметры	Сокращенное обозначение	Числовое значение	Формула или примечание
Скорость на входе, *м/сек*	$c_{нач}$	80	Принимается
Удельный вес на всасывающем патрубке, *кГ/м*³	$\gamma_{вс}$	1,2	$\frac{p_{вс}}{RT_{вс}}$
Коэффициент потерь на всасывающем патрубке	$\zeta_{вс}$	0,59	Принимается
Потеря давления на всасывающем патрубке, *кГ/м*²	$\Delta p_{вс}$	232	$\xi_{вс}\frac{c^2_{нач}}{2g}\gamma_{вс}$
Давление на входе (статическое)	$p_{нач}$	1,0098	$p_{вс} - \Delta p_{вс}$
Начальная температура торможения, °К	$T^*_{нач}$	293	Задано
Начальная температура (термодинамическая), °К	$T_{нач}$	290	$T^*_{нач} - A\frac{c^2_{нач}}{2gc_p}$
Удельный вес на входе, *кГ/м*³	$\gamma_{нач}$	1,19	$\frac{p_{нач}}{RT_{нач}}$
Площадь сечения на входе, *м*²	$F_{нач}$	0,147	$\frac{G_{нач}}{\gamma_{нач}\cdot c_{нач}}$
Скорость звука, *м/сек*	$a_{нач}$	342	$\sqrt{kgRT_{нач}}$
Число Маха, рассчитанное по начальной скорости	$M_{c\,нач}$	0,234	$\frac{c_{нач}}{a_{нач}}$
Начальное полное давление, *ата*	$p^*_{нач}$	1,05	$p_{нач}\left(1+\frac{k-1}{2}M^2_{c\,нач}\right)^{\frac{k}{k-1}}$
Окружное число Маха	$M_{u\,нач}$	0,586	Принимается
Коэффициент расхода	$\varphi_{нач}$	0,4	$\frac{M_{c\,нач}}{M_{u\,нач}}$
Втулочное отношение	$\nu_{нач}$	0,66	Принимается
Диаметр наружный, *м*	$D_{нач}$	0,575	$\sqrt{\frac{4F_{нач}}{\pi(1-\nu^2_{min})}}$
Число оборотов, об/мин	n	6650	$\frac{60\cdot c_{нач}}{\pi D_{нач}\varphi_{нач}}$
Диаметр втулки, *м*	$D_{нач\,min}$	0,38	$\nu_{нач}D_{нач}$

Таблица 32

Определение параметров на выходе и числа ступеней

Наименование величин	Сокращенное обозначение	Значение	Формула или примечание
К. п. д. ступени	$\eta_{ст}$	0,84	Определяются по характеристике прототипа
Коэффициент напора	$\psi'_к$	0,60	То же
К. п. д. машины	η_i	0,84	» »
Полное давление на выходе, *ата*	$p^*_{кон}$	2,76	$p_н \cdot 1{,}02$
Отношение давлений	$\varepsilon^*_к$	2,62	$\frac{p^*_{кон}}{p^*_{нач}}$
Адиабатический напор на машину, *кГм/кГ*	$H_{к.ад}$	9700	$\frac{k}{k-1} RT^*_н \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)$
Приращение энтальпии торможения, *ккал/кГ*	Δi^*	27,2	$\frac{AH_{ад}}{\eta_{ад}}$
Приращение температур, °К	ΔT^*	113	$\frac{\Delta i^*}{c_p}$
Температура торможения на выходе, °К	$T^*_{кон}$	406	$T^*_{нач} + \Delta T^*$
Конечная температура, °К	$T_{кон}$	403	$T_{нач} + \Delta T^*$
Удельный вес на выходе из машины, *кГ/м³*	$\gamma_{кон}$	2,28	$\frac{p_{кон}}{RT_{кон}}$
Объемный расход газа на выходе, *м³/сек*	$V_{кон}$	6,15	$\frac{G_к}{\gamma_к}$
Площадь кольца на выходе, *м²*	$F_{кон}$	0,077	$\frac{V_{кон}}{c_{кон}}$
Втулочное отношение	$\nu_{к\,min}$	0,850	$\sqrt{1 - \frac{4F_к}{\pi D^2_{нач}}}$
Диаметр втулки	$D_{кон\,min}$	0,490	$D_{кон}\nu_{к\,min}$
Коэффициент напора на выходе	$\psi_{кон}$	0,55	С учетом изменений напора из-за коэффициента влияния (0,96), втулочного отношения (0,97) и зазора (0,99)
Средний коэффициент напора	$\psi_{ср}$	0,575	$\frac{1}{2}(\psi_{кон} + \psi_к)$
Адиабатический напор на ступень	$H_{ад.ср}$	1180	$\psi_{ср}\frac{u^2}{2g}$

Продолжение

Наименование величин	Сокращенное обозначение	Значение	Формула или примечание
Число ступеней	X	8,25	$\frac{H_{ад}}{H_{ад.ст}}$
Вспомогательная величина	$\frac{b_{ст}}{D_{нач}}$	0,3	Задаемся
Длина машины, *м*	L	1,39	$b_{ст}X$

НЕКОТОРЫЕ СВЕДЕНИЯ О ХАРАКТЕРИСТИКАХ И КОНСТРУКЦИЯХ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Конструкции осевых компрессоров зависят не только от термогазодинамики потока, обеспечивающего оптимальность процесса сжатия, но также и от эксплуатационных условий. По второму признаку осевые компрессоры можно подразделить на группы:

1) стационарные машины, установленные на постоянных неподвижных фундаментах — основное звено производственных установок, например стационарных газотурбинных, доменного процесса, производства сжатых газов, их обработки и разделения, крупных холодильных установок, системы вентиляции и кондиционирования воздуха жилых и производственных помещений;

2) нестационарные осевые компрессоры различного назначения, например для судовых, локомотивных и авиационных газотурбинных двигателей, подвижных крупных газотурбинных электростанций и пневмостанций;

3) вспомогательные осевые компрессоры различного назначения, например для передвижных вспомогательных газотурбинных установок, вспомогательных судовых и самолетных установок.

В табл. 33 даны основные параметры некоторых выполненных машин, иллюстрирующие вышеприведенные конструктивные группы.

Несмотря на разнообразие областей применения осевых компрессоров, приведенных в табл. 33, универсальные характеристики быстроходности отдельных машин K_n, отнесенных к одной ступени, мало отличаются друг от друга, и только одноступенчатый компрессор с максимально возможным в одной ступени напором имеет характеристику K_n, значительно большую чем в других машинах.

К. п. д. неохлаждаемых машин с примерно равными отношениями давлений и достаточно большими расходами лежит в пределах 0,84—0,86. Однако при сильном уменьшении производительности он снижается. Значение отношения давлений обычно не превы-

шает 6—7. Число ступеней многоступенчатых машин зависит от условий их работы: для машин стационарных или с большим ресурсом работы X выше, чем для машин транспортных, особенно авиационных, или с меньшим ресурсом. Весовые или объемные производительности машин при нормальных условиях всасывания лежат в сравнительно большем интервале значений — от 3 *кГ/сек*

Таблица 33

Основные характеристические параметры осевых компрессоров различного назначения, работающих на воздухе при нормальных условиях всасывания

Наименование	$\varepsilon_к$	$G_к$, *кГ/сек*	n, *об/мин*	$\eta_{ад}$	N, *квт*	Число ступеней X	Число цилиндров и промежуточных холодильников	Число быстроходности K_n	То же, на одну ступень
ГТД [1], 4000 *квт* . . .	4,4	62,3	3000	84	11600	—	1/нет	0,105	—
ГТД, 7500 л. с. (генераторный газ, бурый уголь)	5,0	46	5400	85	10000	14	1/нет	0,137	0,019
Доменная воздуходувка	1,5	7,6	7650	0,84	376	8	1/нет	1,66	0,556
Судовой ГТД, 3200 л. с.	3,0	18,2	5680	86	2280	15	1/нет	0,132	0,0174
То же, 3900 л. с. . . .	4,0	25,5	5180	84	4180	20	1/нет	0,116	0,0122
Локомотивный ГТД, 2500 л. с.	4,0	30	5300	86	4980	20	1/нет	0,130	0,0137
То же, 2200 л. с. . . .	4,15	10,2	11400	82,5	1730	13	1/нет	0,159	0,0232
То же, на угольной пыли, 4200 л. с. . .	6,50	36	5900	85	8800	21	—	0,093	0,0096
ГТД замкнутого цикла на воздухе, 2000 *квт*	3,76 = = 5 *ата*	15,4	7600	77,9	8700	—	2/есть	0,137	—
ТРД [2] с тягой 610 *кГ*	3,8	13,6	17000	—	—	10	1/нет	3,284	0,0486
Вспомогательный ГТД, 317 л. с. . . .	3,8	3,0	20138	80	34,4	10	1/нет	0,159	0,0484
Одноступенчатый компрессор с максимально возможным напором в одной ступени	1,25	8,5	12500	90	142	1	1/нет	3,2	3,2

[1] ГТД — газотурбинный двигатель.
[2] ТРД — турбореактивный двигатель

до 100 *кГ/сек* и более. Число оборотов также находится в сравнительно большом интервале. Верхние значения n ограничиваются максимальными величинами окружных скоростей порядка 240—260 *м/сек*, что связано с условиями прочности и надежности работы и с ранее указанным ограничением работы ступеней по числу $M_{u\,max}$. Отсюда следует, что произведение максимального диаметра D_{max} на число оборотов ограничено. В то же время D_{max} растет при остальных равных условиях с увеличением расхода, поэтому высокооборотные машины имеют малый расход. Кроме того, при равных количествах ступеней и расходах число оборотов больше у машин с большим отношением давлений.

Приведенные в табл. 33 данные достаточно характеризуют работу осевых машин на так называемом расчетном или номинальном режиме. Однако в эксплуатационных условиях различные группы осевых компрессоров должны работать не только при расчетных режимах, но также в сравнительно широком диапазоне изменения их главных параметров. Особенно это относится к машинам транспортного типа или специального назначения (доменные воздуходувки, рефрижераторные машины, машины для химических производств).

Поэтому для этих осевых компрессоров, так же как для центробежных, необходимо знать эксплуатационные характеристики, отвечающие режимам, отличным от расчетного.

Общая теория характеристик осевых и центробежных компрессоров полностью совпадает (см. гл. IV). Поэтому приведем только характеристики и описание выполненных машин.

На рис. 236, *а* представлен 13-ступенчатый компрессор Броун-Бовери с секционным барабанным ротором, состоящим из отдельных дисков, а на рис. 236, *б* — компрессор фирмы Алис Чалмерс, тоже с ротором, составленным из двух отдельных барабанов, соединенных по периферии в середине ротора. Торцы ротора соединены с двумя отдельными хвостовиками валов в отличие от предшествующей конструкции, в которой хвостовики валов представляют одно целое с концевыми дисками, замыкающими барабан.

Сравнивая эти конструкции с приведенными на рис. 230, видим, что роторы компрессорных машин могут быть разнообразного вида: барабанами постоянного диаметра, выполненными заодно с хвостовиками вала (рис. 230, *б, в*); цельными барабанами, изготовленными отдельно от хвостовиков (рис. 236, *б*); состоящими из нескольких частей (рис. 236, *а*); барабанами переменного диаметра (рис. 230, *б*); состоящими из отдельных дисков, насаженных на обычные валы (рис. 230, *а*).

По проточной части рассмотренные конструкции подходят к ранее указанным схемам (рис. 229).

Посадку лопаток на ротор выполняют различными способами.

На поверхности барабанного ротора делают канавки с замковым устройством, через которое в эти канавки вводят последова-

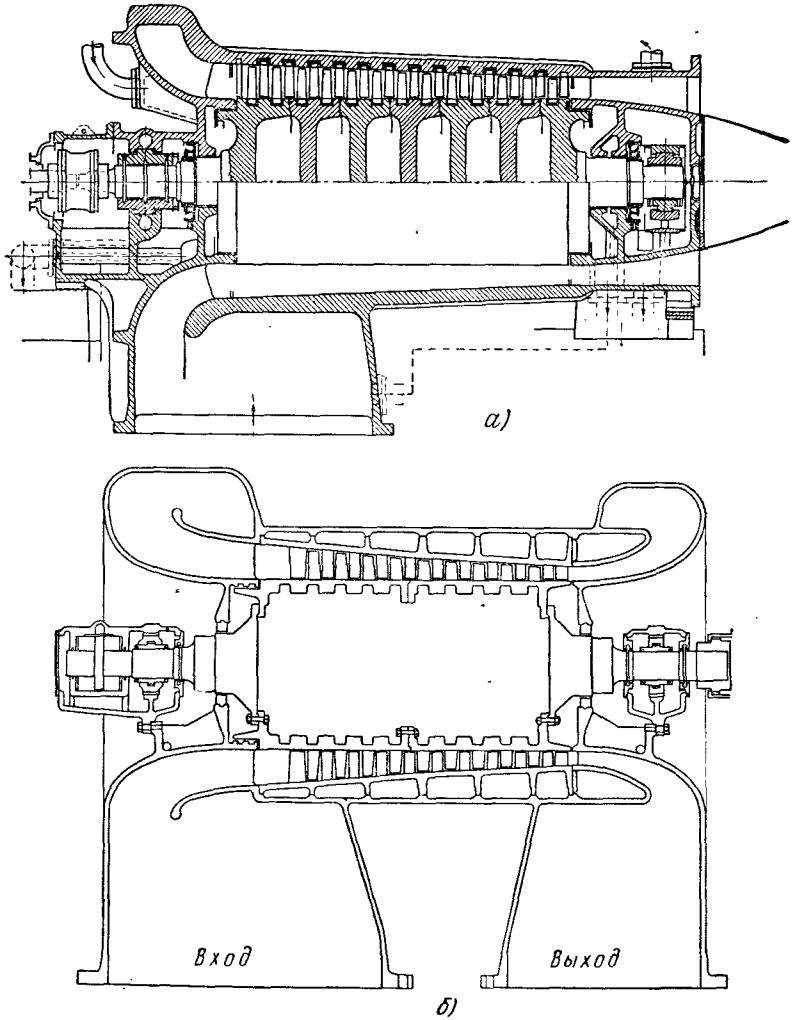


Рис. 236. Многоступенчатые осевые компрессоры

тельно лопатки рабочего аппарата. Последняя лопатка является замковой.

Если ротор представляет сплошной цилиндр, то в некоторых конструкциях прорези для лопаток располагают по образующим

цилиндра, и лопатки в канавки набираются с торцов ротора сразу для всех ступеней компрессора. Между лопатками устанавливают промежуточные тела, фиксирующие расстояния между лопатками рабочих аппаратов. Если число рабочих лопаток в разных ступенях различно — эта конструкция неудобна. Поэтому ее применяют для машин с небольшим числом ступеней или радиальным разрезным барабанным ротором. При этом различные участки барабана имеют неодинаковое число канавок.

Хвостовики лопаток могут быть разнообразной формы (рис. 230).

Статор обычно выполняют с горизонтальным разъемом (осевым). В этом случае направляющий аппарат состоит из двух полуколец, которые заводятся в соответствующие расточки корпуса (рис. 201).

Направляющие лопаток в соответствующем несущем полукольце крепят сваркой, пайкой, а также клепкой и насадкой на шипах. Лопатки направляющего аппарата могут быть пустотелыми, полученными точной штамповкой или сплошными с обработкой резанием или на ковочных прессах. Внутренние кольца рабочих лопаток связывают бандажом. В случае корпуса одно- или двухступенчатого компрессора без горизонтального разъема направляющий аппарат можно выполнять в виде сплошного кольца и заводить его в статор с торца вместе с ротором. Однако такие конструкции имеют сложную сборку, поэтому редко применяются.

Всасывающие и нагнетательные патрубки выполняют разнообразной формы (см. рис. 230 и 236). Неудачная конструкция всасывающего устройства, например вызывающая асимметрию потока на входе в I ступень, может значительно уменьшить к. п. д. машины и устойчивость ее работы.

Опорное устройство машины стационарного типа со сравнительно небольшим числом оборотов и тяжелыми роторами выполняют в виде подшипников скольжения, корпуса которых монтируют с нижней частью корпуса машины.

Для высокооборотных машин транспортных и особенно авиационных малой производительности или габаритов опорные устройства выполняют на роликовых и шариковых подшипниках; для разгрузки осевого усилия применяют упорное устройство в виде специального опорно-упорного шарикоподшипника или их группы.

В случае скользящих опор осевое усилие воспринимается либо подшипником Митчелла, либо гребенчатым. Более подробно вопросы конструкции изложены в литературе [V—4].

Вращающиеся части осевого, так же как и центробежного компрессора должны выдерживать динамические нагрузки от центробежных сил, осевых усилий, а также нагрузку от вибрации. При конструировании этих машин необходимы расчеты их деталей

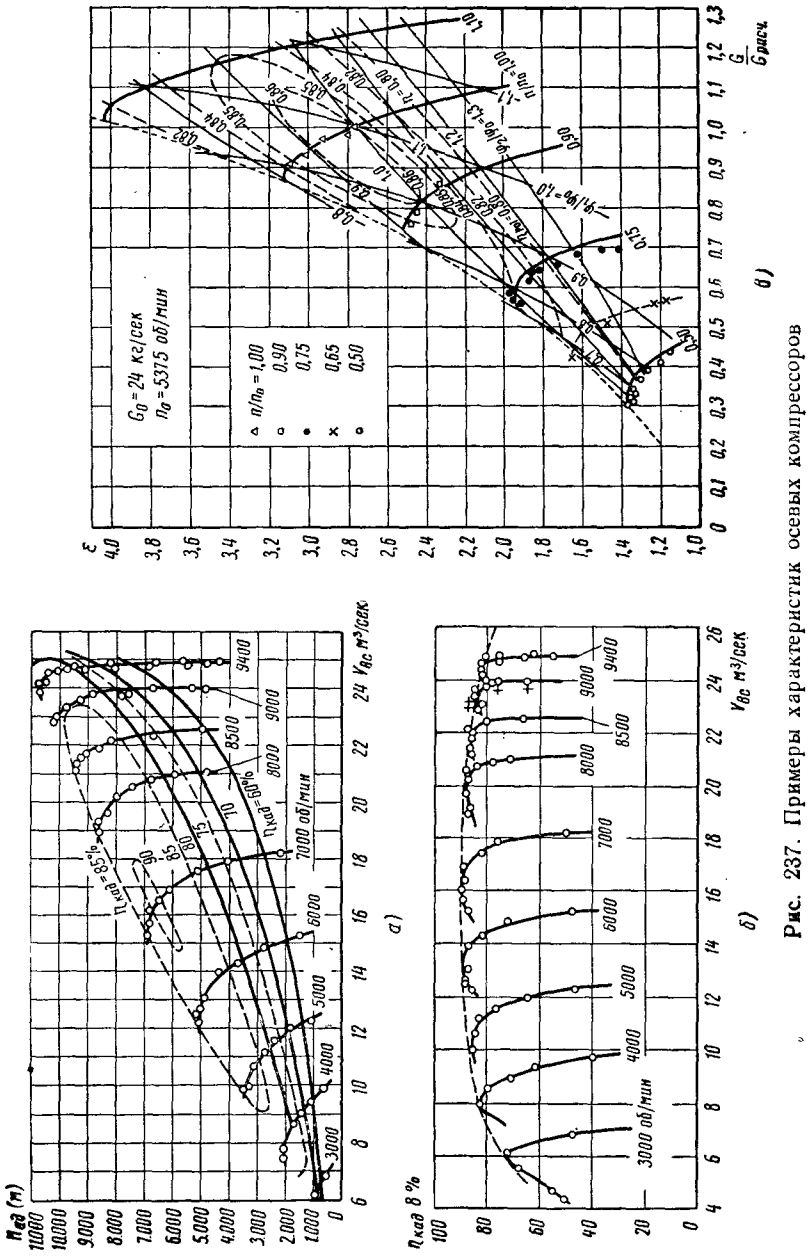


Рис. 237. Примеры характеристик осевых компрессоров

на прочность, явление резонанса, усталость. Расчет дисковых роторов на прочность аналогичен расчету дисков турбин и центробежных компрессоров без боковой нагрузки, а на критические числа оборотов производится так же, как для центробежных компрессоров. Барабанные роторы рассчитывают так же, как барабанные роторы газовых и паровых турбин.

Особенностью расчета осевых машин является определение вибрации лопаток. Для надежности работы машины нельзя ограничиваться расчетом только первых частот колебаний лопаток. Появление резонанса на высших частотах в рабочих или направляющих аппаратах может привести не только к авариям из-за резонанса, но также и к поломкам от явлений усталости в материале лопаток. Теоретические расчеты вибраций лопаток сложны и не всегда надежны, поэтому при испытании новых машин вибрацию лопаток проверяют обычно опытным путем.

Примеры различных характеристик отдельных ступеней и многоступенчатых машин приведены на рис. 224 и 237.

На рис. 237, *а* и *б* даны характеристики осевых компрессоров в координатах $V_{вс}$ — $H_{ад}$ и $V_{вс}$ — $\eta_{к.ад}$, на рис. 237, *в* — в $\frac{G}{G_{расч}}$ — ε при расчетном весовом расходе $G_{расч} = 24$ *кг/сек*.

Кривые равных к. п. д., отвечающие изменениям $\eta_{к.ад}$ в пределах 0,60—0,90, показаны на рис. 237, *а* и на рис. 237, *в* для 0,80—0,86. Числа оборотов (рис. 237, *а* и *б*) изменяются в пределах от 3000 до 9400 или выражены в долях номинала ($n_0 = 5375$ об/мин) и отвечают изменению этих оборотов от 0,5 до 1,1 номинала (рис. 273, *в*).

Характеристики напорные и к. п. д. с увеличением числа оборотов становятся круче. Максимальный к. п. д. изменяется соответственно числу оборотов:

n об/мин	3000	4000	5000	6000	7000	8000	8500	9000	9400
$\eta_{к\,max}$	0,72	0,83	0,86	0,88	0,90	0,88	0,86	0,83	0,82

Пользуясь аналогичными характеристиками для той или иной машины, можно определить ее работу при любом режиме, отличном от расчетного, при условии, что параметры этого режима лежат в пределах возможных значений характеристических кривых, т. е. не попадают в зону помпажа, не превышают предельных оборотов и т. д.

Глава VI

КОМПРЕССОРНЫЕ УСТАНОВКИ И СТАНЦИИ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЯХ

Компрессорная установка состоит из всасывающего трубопровода с устройством для очистки воздуха от механических примесей, компрессора с холодильниками, двигателя с пусковыми устройствами,

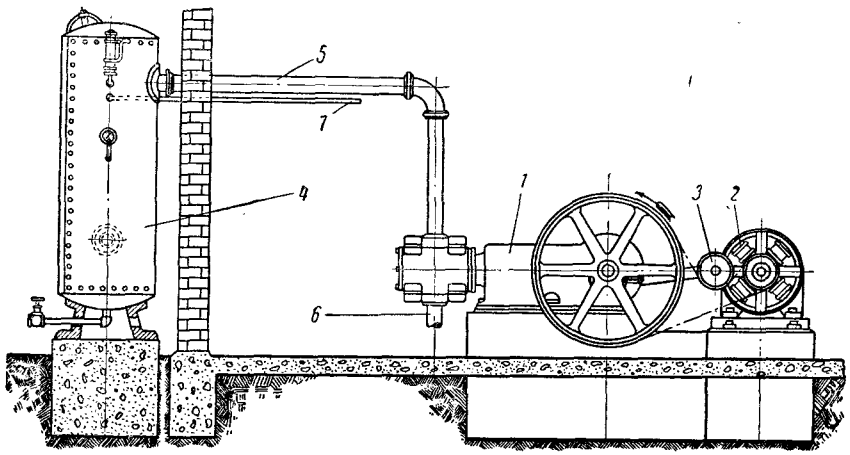


Рис. 238. Принципиальная схема компрессорной установки:

1 — компрессор, *2* — электродвигатель, *3* — ленинкс, *4* — воздухосборник, *5* — нагнетательный трубопровод, *6* — всасывающий трубопровод, *7* — трубка к регулятору

отделителя масла и влаги, нагнетательного трубопровода, аккумулятора сжатого газа и контрольно-измерительных приборов. Тип и назначение машин, аппаратов и устройств определяются условиями эксплуатации. Установки, предназначенные для подачи сжатого воздуха или другого газа, нередко располагают непосредственно в производственном цехе или в примыкающем к

нему помещении. Они представляют собой часть технологического оборудования цеха.

Принципиальная схема такой установки с основными вспомогательными устройствами приведена на рис. 238. Небольшие компрессорные установки иногда выполняют переносными или передвижными для питания сжатым воздухом пневматических инструментов или других целей (рис. 239); их выполняют с приводом от двигателя внутреннего сгорания или от газовой турбины, что обеспечивает

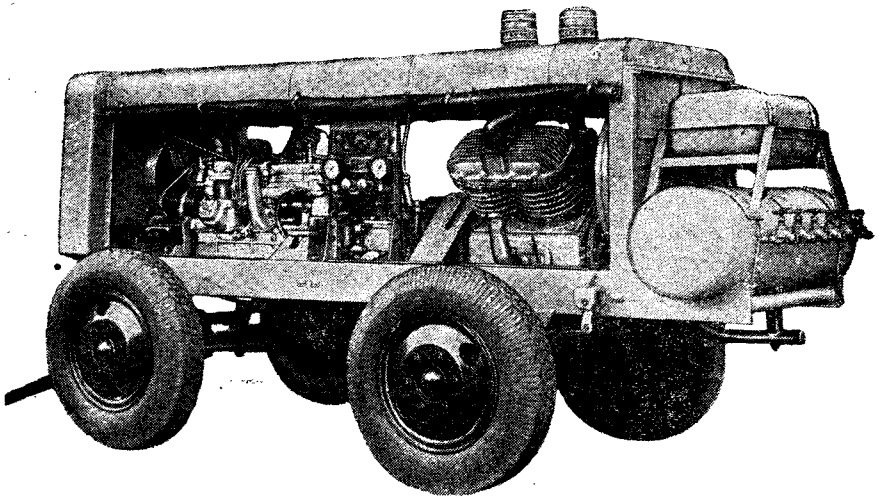


Рис. 239. Передвижная компрессорная установка

малые габариты и вес. Эти установки используют главным образом для работ на открытых строительных площадках.

Передвижные компрессорные установки монтируют на одноосном или двухосном прицепах. Для привода компрессора установлен двигатель внутреннего сгорания. Компрессор нагнетает воздух в ресивер, который снабжен отводами с вентилями для присоединения шлангов, питающих сжатым воздухом инструменты.

В ряде случаев целесообразно компрессорные установки объединять в самостоятельные цехи. Для снабжения сжатым воздухом пневматических машин, аппаратов и устройств на заводах обычно строят центральные компрессорные станции, присоединяемые к разветвленной сети трубопроводов.

Центральные компрессорные станции обслуживают большинство машиностроительных и судостроительных заводов, строительство метро, тоннелей, шахт и т. п.

ния в компрессорном зале должны быть сохранены проходы, отвечающие требованиям техники безопасности; учитывается также возможность производства монтажных и ремонтных работ.

В современных компрессорных станциях фундаменты машин выполняют из бетона и железобетона. В отдельных случаях фундамент может быть выполнен из кирпича; в качестве связывающего материала применяют цементный раствор. Состав бетона для фундаментов: одна часть (по объему) цемента, две — чистого крупного песка и четыре — щебня. Вместо щебня можно использовать чистый, хорошо промытый гравий. Фундамент компрессора и двигателя выполняют достаточных размера и веса и располагают на устойчивом грунте, чтобы избежать недопустимой вибрации установки. В случае слабого грунта фундамент помещают на бетонном основании толщиной не менее 200 *мм* и площади большей, чем основание фундамента.

Фундаменты машин, оборудования и строительных конструкций (стен, колонн и т. п.) не должны соприкасаться, чтобы колебания, возникающие при работе машин, не передавались зданию.

Выбор типа компрессора существенно влияет на стоимость фундаментов. Для хорошо уравновешенных машин, например горизонтальных поршневых со встречным движением поршней, свободнопоршневых дизель-компрессоров, а также центробежных машин не применяют громоздких фундаментов.

Горизонтальные поршневые однорядные машины и в меньшей степени крупные вертикальные должны быть установлены на более массивных фундаментах, способных уравновешивать действующие на них силы инерции.

Центробежные, осевые, ротационные и винтовые машины вследствие хорошей уравновешенности инерционных сил не оказывают существенных воздействий на фундамент.

Следовательно, при выборе фундаментов и опор необходимо исходить из прочности этих сооружений при работе машины, т. е. решать вопросы статики фундамента или опор при заданных видах нагрузок (вес, силы, периодически действующие при работе машины); при этом стремятся к уменьшению колебаний, в частности акустических, вызываемых работой компрессорной машины.

Основания фундаментов не должны давать осадки и перекосов, влияющих на работу машины.

При неправильном устройстве фундаментов возможны случаи, когда колебания, создаваемые машинами, не влияя на работу установок, передаются по грунту на сравнительно большие расстояния и действуют на другие сооружения.

При проектировании стремятся к понижению общего центра тяжести машины и фундамента, что достигается наиболее просто у блочного фундамента. Рамные и плитовые фундаменты применяют

главным образом для центробежных и осевых машин. Для мелких машин этого типа опорами могут служить также металлические стержневые или железобетонные строительные конструкции.

В случае слабых грунтов фундамент располагают на специальных свайных основаниях.

При поверочном расчете фундамент рассчитывают на скольжение, опрокидывание и частоту собственных колебаний.

Подробное описание фундаментов и их расчет приведены в литературе [VI — 1, 2].

При проектировании компрессорных установок нередко привод выбирают в зависимости от энергетической системы. Мелкие и средние поршневые и ротационные компрессоры имеют обычно электрический привод. Крупные поршневые компрессоры также электрический, но иногда от газовых двигателей. Центробежные и осевые компрессоры — электрический и от паровых турбин. Передвижные поршневые компрессоры приводятся в действие обычно от двигателей внутреннего сгорания.

Пусковую аппаратуру и приборы размещают в компрессорном помещении непосредственно у электродвигателей (см. рис. 240). Приборы защиты электродвигателей от перегрузки чаще всего располагают на подстанциях, но в небольших установках, иногда непосредственно на главном щите компрессорной. Группу учета, как правило, монтируют на трансформаторной подстанции.

ОЧИСТКА ВОЗДУХА И ГАЗА ОТ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИМЕСЕЙ

Механические примеси, попавшие вместе с воздухом или газом в цилиндры поршневого и ротационного компрессоров или в проточную часть центробежной или осевой машины, могут вызвать их преждевременный износ.

Поэтому всасываемый в машину воздух или газ должны быть предварительно очищены от механических примесей. Количество механических примесей в воздухе колеблется от 0,005 до 0,1 *г* в 1 $м^3$ воздуха, в зависимости от насыщения района промышленными предприятиями и характера их производства. В газах также содержатся механические примеси в виде несгоревших и осмоленных твердых частиц.

Для очистки воздуха и газа от механических примесей во всасывающем трубопроводе компрессорных установок устанавливают фильтры или промывные устройства. В воздушных установках наиболее распространены висциновые фильтры.

Конструкция этого фильтра проста и состоит из корпуса с входным и выходным патрубками, в который вставлена фильтрующая поверхность. Фильтрующее устройство имеет коробку, закрытую

с двух сторон сеткой, между которой находятся кольца Рашига размером 12 ×12 ×0,3, смоченные висциновым маслом (60% цилиндрового и 40% солярового масла). Толщина фильтрующего слоя 80—100 *мм*. Кроме того, применяют масло фригус (температура замерзания — 25°С) и трансформаторное (—45°С).

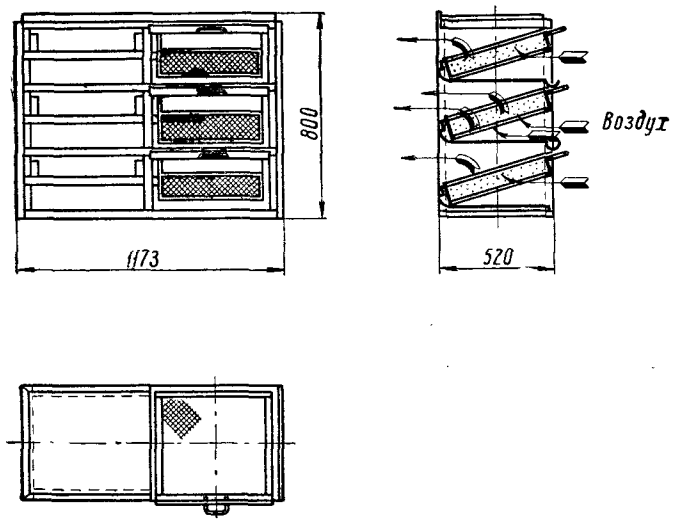


Рис. 244. Ячейковый фильтр для воздуха

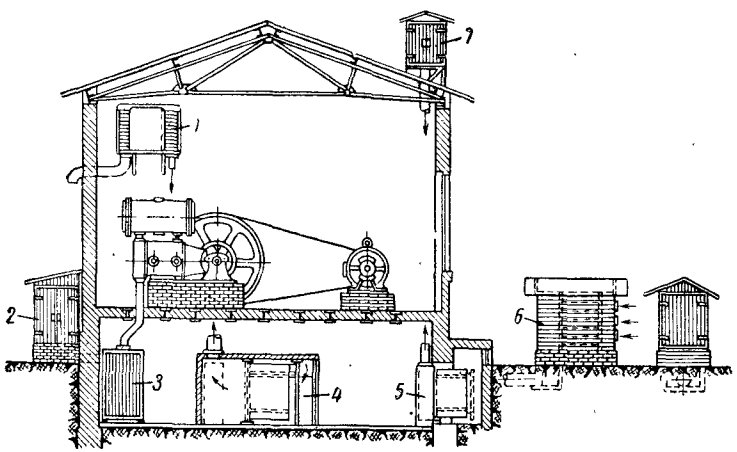


Рис. 245. Различное расположение фильтров

Для смачивания поверхности фильтра применяют масло с низкой температурой замерзания, с тем, чтобы в зимнее время не нарушалась работа фильтра.

Ячейковый висциновый фильтр, состоящий из корпуса и встроенных в него нескольких фильтрующих ячеек, показан на рис. 244. Размеры ячейки 500 ×500 *мм* при толщине фильтрующего слоя 80—100 *мм*. Ячейки со стороны входа и выхода воздуха имеют металлические сетки, между которыми находятся кольца Рашига, смоченные маслом.

Фильтрующая поверхность каждой ячейки составляет 8 $м^2$. Через каждую ячейку может быть пропущено при скорости 1,0 *м/сек* до 1200 $м^3$/*час* воздуха.

Степень очистки воздуха в этих фильтрах весьма совершенна. При регулярной очистке фильтрующих ячеек количество пыли и механических примесей, оставшееся в воздухе, составляет 0,15 $мг/м^3$, сопротивление фильтра не превышает 8—10 *мм* вод. ст.

Место расположения фильтра в компрессорной установке может быть различное. На рис. 245 показано несколько вариантов размещения фильтра (*1*, *2*, *3*, *4*, *5*, *6*, *7*).

В крупных компрессорных установках применяют непрерывно действующие фильтры (рис. 246). Их устанавливают на всасывающем трубопроводе группы воздушных центробежных компрессоров. Фильтр состоит из двух пар (верхней и нижней) зубчатых колес, соединенных втулочно-роликовыми цепями, на которых шарнирно укреплены сетчатые полотна. Зубчатые колеса приводятся в движение от электродвигателя через червячную передачу.

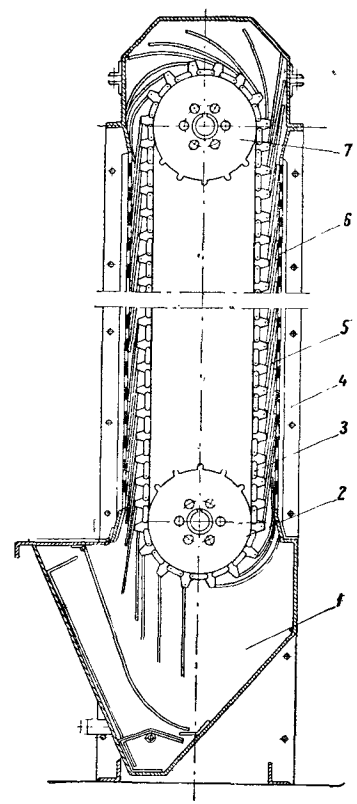


Рис. 246. Непрерывно действующий фильтр:

1 — ванна для масла, *2* — нижняя пара зубчаток, *3* — цепь, *4* — корпус фильтра, *5* — полотна сетчатые, *6* — решетка, *7* — верхняя пара зубчаток

При вращении колес сетчатые полотна перемещаются и образуют непрерывную многослойную фильтрующую поверхность на пути движения очищаемого воздуха. Сетчатые полотна последовательно

через определенные промежутки времени погружаются в ванну с висциновым или другим маслом, при этом они очищаются от загрязнений. Загрязненное масло из ванны периодически сливают и заменяют свежим.

Эти фильтры вследствие непрерывной промывки и смачивания маслом совершенны. Сопротивление непрерывно действующих фильтров составляет 8—10 *мм* вод. ст.

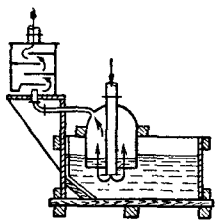


Рис. 247. Гидрофильтр с открытой ванной

Для очистки газов (коксовый газ, крекинг-газ, пирогаз и др.) обычно применяют промывные устройства. Эти устройства улавливают смолосодержащие примеси, которые загрязняют клапаны поршневого компрессора. При этом ухудшается работа машины.

Гидравлический фильтр с открытой ванной показан на рис. 247. Газ всасывается компрессором через фильтр, в котором промывается водой, подаваемой непрерывно в промывную камеру. Высота слоя воды поддерживается поплавковым регулятором 80—100 *мм*. Загрязненная вода отводится через открытую ванну в канализацию.

Промывные устройства могут быть различных типов. Здесь показана одна из наиболее распространенных конструкций. В случае повышенного давления газа на всасывании применяют сатураторы с закрытыми промывными ваннами.

ОХЛАЖДАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА И ВОДОСНАБЖЕНИЕ

В системе охлаждения поршневого компрессора вода подводится к холодильникам, цилиндрам, крышкам цилиндров, дополнительным полостям регулирования производительности, а также к холодильникам для масла. В крупных компрессорах каждый объект охлаждения имеет отдельный подвод и слив охлаждающей воды в контрольную сливную воронку. В компрессорах средней производительности воду направляют в холодильники, затем в охлаждающие рубашки цилиндров отдельных ступеней.

В компрессорах небольшой производительности вода поступает последовательно через холодильники всех ступеней, а затем через цилиндры.

Соединение нескольких сливных труб в одну трубу с выводом в колонку не допускается, так как можно не заметить отсутствие воды в одном из объектов охлаждения.

Водосливную воронку выполняют в виде бака со сливными патрубками. При размещении вспомогательной аппаратуры в подвале сливную воронку устанавливают в машинном зале для наблюдения

за наличием охлаждающей воды. В сливных патрубках предусматривают гнезда для термометров.

В компрессорах небольшой производительности вместо сливной воронки применяют иногда смотровые окна с откидной лопастью, по которым следят за стоком воды.

В установках центробежных, осевых и ротационных компрессоров охлаждающая вода подается в промежуточные холодильники, рубашки цилиндров и маслохолодильники.

Количество охлаждающей воды определяется расчетом, а качество — температурой, чистотой и жесткостью, т. е. содержанием солей.

Начальная температура охлаждающей воды определяется географическим местом расположения установки, временем года и системой водоснабжения. Для СССР она лежит в пределах от 10 до 30°С. В установках поршневых и ротационных компрессоров, обслуживающих пневматическое хозяйство, а также цехи разделения воздуха и других газовых смесей, обязательно предусматривают так называемые концевые холодильники, в которые должна подаваться более холодная вода.

Охлаждение воздуха или газа в концевом холодильнике необходимо для создания более благоприятных условий работы влагомаслоотделителя.

В компрессорных установках и станциях применяют проточную и циркуляционную, или оборотную, системы водоснабжения. В первом случае вода забирается насосом из естественного водоема (реки, озера) и в него сливается; во втором — она постоянно циркулирует в системе, охлаждаясь в специальных сооружениях (пруд, брызгальный бассейн, градирня) [VI—3]. Только в мелких компрессорных установках пользуются водой из водопровода.

Выбор системы охлаждения при проектировании компрессорных установок определяется технико-экономическими расчетами: при этом исходят из местных условий.

Наиболее распространен способ охлаждения оборотной воды с помощью градирен. На рис. 248 показана конструкция деревянной градирни с площадью для прохода воздуха 15 $м^2$. Вода охлаждается при частичном ее испарении непосредственно конвекцией воздуха, проходящего через градирню. Плотность орошения, т. е. количество охлаждающей воды, приходящейся на 1 $м^2$ площади поперечного сечения градирни (в нижней части) составляет для средних градирен от 1 до 3 $м^3/час$ в зависимости от степени охлаждения воды. Для пополнения потерь воды от испарения добавляют свежую воду.

В качестве примера на рис. 249 изображена принципиальная схема коммуникации водяной системы компрессорной станции с градирней.

Для циркуляции воды предусматривают насосную установку. Скорость воды в водопроводе на подводящих участках обычно от 1,5 до 2 *м/сек*, на сливных участках — до 1 *м/сек*. Расход воды на

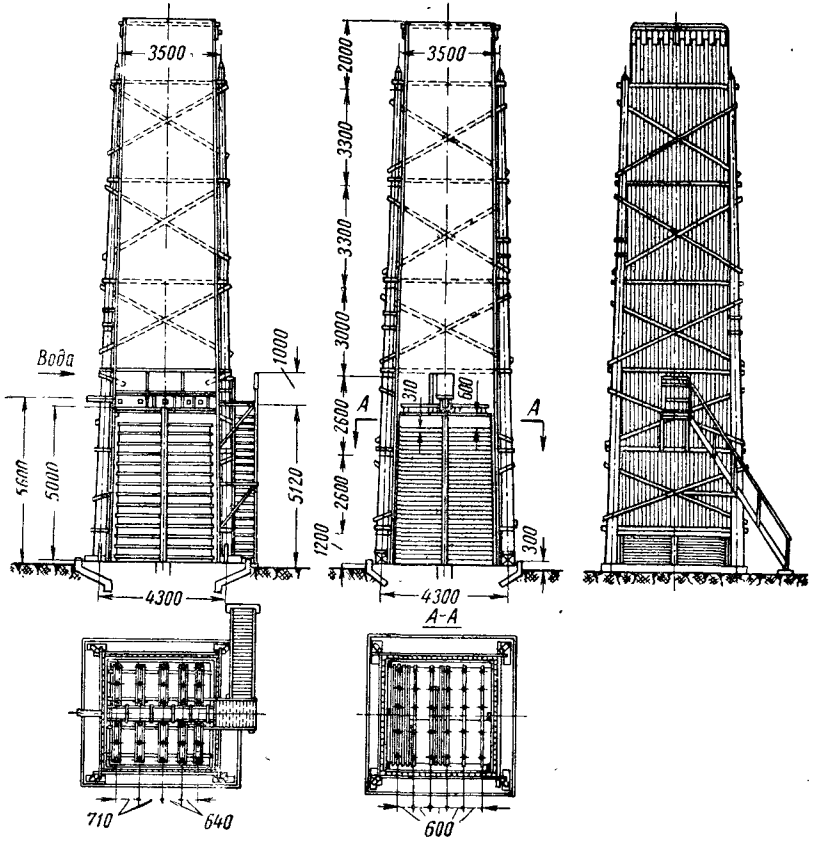


Рис. 248. Конструкция деревянной градирни

охлаждение цилиндров (% от расхода воды в холодильнике соответствующей ступени):

ступень низкого давления	18—25
» среднего »	10—15
» высокого »	5—8

Влаго- и маслоотделители. Содержание влаги и масла в воздухе или газе после компрессии нежелательно. Особенно в установках

глубокого охлаждения влага и масло, попадая в аппараты, работающие в условиях низких температур, замерзают на теплообменной поверхности.

Воздух или газ загрязняются маслом в случае применения поршневых и ротационных пластинчатых компрессоров, у которых смазка подается в цилиндры.

В цилиндрах в масло попадают посторонние включения, снижающие способность его противодействовать износу. Поэтому после ступеней низкого давления масло необходимо удалить. Для этого между ступенями устанавливают маслоотделители, выполняющие одновременно функции влагоотделителей. Если сжатый газ должен

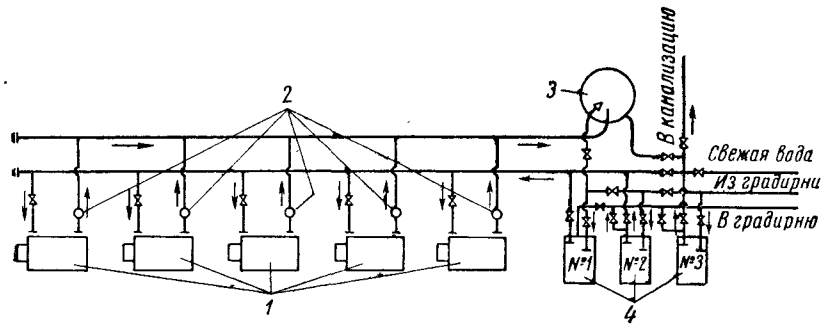


Рис. 249. Схема коммуникации водяной системы компрессорной станции:
1 — компрессоры, *2* — воронки для слива воды, *3* — бак для воды, *4* — насосы

быть свободным от масла и влаги, то устанавливают концевой холодильник с маслоотделителем после последней ступени сжатия.

Действие маслоотделителей основано на инерционном сепарировании масляных и водяных капель, обладающих плотностью, значительно превышающей плотность газа. Отделению жидкости от газа способствует также свободное осаждение взвешенных капель под влиянием их веса.

Масло и влагу можно отделить от газа тремя способами:

петлеобразным поворотом потока газа;

отражением потока газа от стенки;

центробежным действием.

Практически эти способы применяют отдельно и в различных сочетаниях.

Для полного отделения масла и влаги скорость отходящего потока газа в корпусе маслоотделителя не должна превышать, *м/сек*:

ступень низкого давления	1
» среднего »	0,5
» высокого »	0,3

В маслоотделителе, действующем по первому способу (рис. 250), газ поступает по сверлению *1*, расположенному касательно к внутренней поверхности головки маслоотделителя. При этом газ движется по нисходящей винтовой линии. Освобожденный от масла и влаги газ отводится вверх по центральной трубе *2*. Достигаемый при этом петлеобразный поворот дополняет действие центробежных сил.

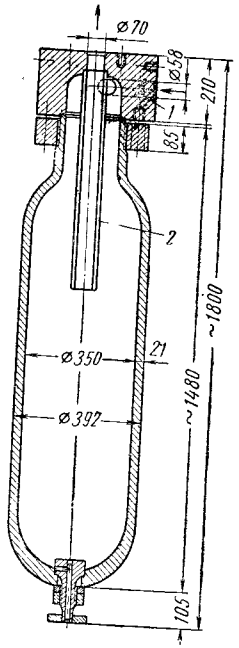


Рис. 250. Маслоотделитель с петлеобразным поворотом потока

В маслоотделителе, основанном на втором способе (рис. 251), газ проходит через щелевые каналы пакета гофрированных пластин и, многократно отражаясь от их поверхности, оставляет на ней частицы масла и воды. Несколько наклонное расположение гофров относительно потока газа способствует стеканию капель.

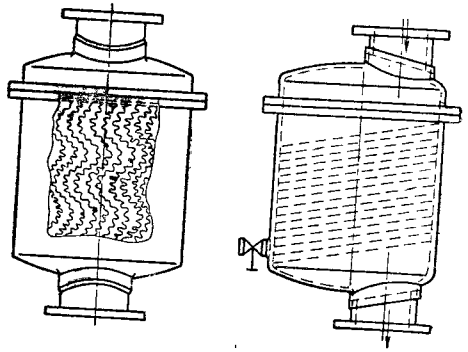


Рис. 251. Маслоотделитель с гофрированными пластинами

В маслоотделителе (рис. 252), построенном по третьему способу, газ проходит циклон *2* и, огибая его корпус, движется по спирально-винтовой линии. Под действием возникающих при этом центробежных сил он освобождается от масла и воды и выходит по центральному каналу через маслоотбойник *3*.

Преимуществом центробежных маслоотделителей по сравнению с другими типами является более длительное действие центробежных сил, возникающих при вращательном движении; при этом происходит более полное отделение частичек жидкости и лучше используется емкость маслоотделителя. Это преимущество особенно

важно в маслоотделителях высокого давления, где большая плотность газа затрудняет выделение взвешенных капель, а емкость аппарата небольшая.

Наряду с основным назначением маслоотделитель служит ресивером, выравнивающим пульсирующий поток газа. Выбор объема маслоотделителя зависит от величины рабочего объема цилиндра предыдущей ступени

$$V_м \geqslant (2 \div 3) V_ц,$$

где $V_ц$ — рабочий объем цилиндра.

Меньшие значения относятся к ступеням низкого давления двойного действия, где в качестве $V_ц$ следует принимать объем большей полости.

Объем маслоотделителя может быть уменьшен, если холодильник имеет значительную емкость.

Масло и воду удаляют из маслоотделителей продувкой. Маслоотделитель сообщается с продувочным баком. При открытии вентиля вода и масло под действием давления газа вытекают из маслоотделителя в продувочный бак. Продувку (см. рис. 260) производят периодически по мере накопления воды и масла в маслоотделителях.

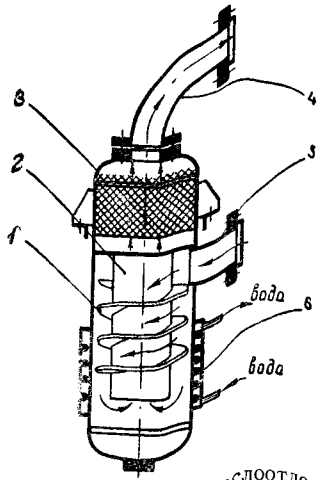


Рис. 252. Схема маслоотделителя центробежного действия:
1 — корпус, *2* — циклон, *3* — маслоотбойник, *4* — выходной патрубок, *5* — входной патрубок, *6* — охлаждающая рубашка

Продувочный бак воздушных компрессоров сообщается с атмосферой, а газовых — со всасывающей магистралью первой ступени. Для наблюдения предусмотрены смотровые стекла и сливной кран.

Для удобства обслуживания продувочные вентили располагают в машинном зале на щите управления и дублируют их на каждой линии. На трубопроводах за продувочными вентилями устанавливают стекла для наблюдения за ходом продувки. При их отсутствии продувка сопряжена с большой потерей сжатого газа, составляющей в среднем у многоступенчатых поршневых компрессоров около 2% производительности. В новых компрессорах для удаления масла и влаги из маслоотделителей предусматривают конденсационные горшки или другие автоматические устройства.

Масло в сжатом газе находится не только в виде капельной жидкости, но и в парообразном состоянии, так как при высоких температурах более легкие его фракции частично испаряются. Поэтому для

более полной очистки газа от масла применяют охлаждение его в концевых холодильниках. Подача масла в цилиндры компрессоров строго нормируется, чтобы избежать обильной смазки.

В компрессорах, предназначенных для сжатия кислорода и некоторых других газов, цилиндры смазываются дистиллированной водой с примесью глицерина. Поэтому газ после компрессора насыщен влагой, ее удаляют в осушительных аппаратах (силикагелевые и алюмогелевые), устанавливаемых после концевого холодильника и влагоотделителя.

ВОЗДУХОСБОРНИКИ, БУФЕРНЫЕ ЕМКОСТИ И ГАЗГОЛЬДЕРЫ

В воздушных поршневых компрессорных установках невысокого давления (7—10 *атм*) после концевых холодильников и маслоотделителей перед нагнетательной магистралью устанавливают воздухосборники. Назначение воздухосборников:

снижение пульсации давления, происходящей при периодическом действии поршневых машин;

регулирование производительности;

отделение влаги и масла из сжатого воздуха.

Объем воздухосборников зависит от производительности компрессоров. По эмпирическим формулам [II—6]:

$V_к =$ до 6 *м³/мин*;	$V_{сб} = 0{,}2\ V_к$;
$V_к =$ от 6 до 30;	$V_{сб} = 0{,}15\ V_к$;
$V_к =$ свыше 30;	$V_{сб} = 0{,}1\ V_к$;

При регулировании производительности машин путем периодического выключения двигателей исходят из постоянства принятой разности между максимальным и минимальным давлениями.

В этих случаях [II—6]:

$$V_{сб} = \frac{V_{расх}(V_к - V_{расх})}{V_к i \Delta p} \cdot \frac{T_2}{T_1}\ м^3,$$

где $V_{расх}$ — расход воздуха, приведенный к условиям всасывания, *м³/час*;

$V_к$ — производительность компрессора по всасыванию, *м³/час*;

i — число включений компрессора, час;

Δp — разность между максимальным и минимальным давлениями в воздухосборнике, *кГ/см²*; $\Delta p = 0{,}3 \div 0{,}5$ *кГ/см²*;

T_1 — температура всасываемого воздуха, °К;

T_2 — температура воздуха, поступающего в воздухосборник, °К.

Воздухосборник представляет собой стальной сварной или клепаный цилиндр (рис. 253) с днищами.

Применяют вертикальные, иногда горизонтальные воздухосборники, в которых предусматривают манометры, предохранительные клапаны и герметически закрывающиеся люки для внутреннего осмотра и очистки.

Размеры и выполнение воздухосборников должны соответствовать ГОСТу 9028—59. Воздухосборники как аппараты, находящиеся под давлением, подлежат наблюдению Госгортехнадзора как при их изготовлении, так и при эксплуатации.

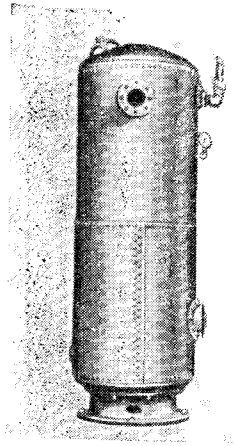


Рис. 253. Воздухосборник

В ступенях высокого давления обычно применяют холодильники типа труба в трубе и змеевиковые, с малым объемом газа. Для устранения возникающей в них пульсации давления, кроме маслоотделителя, расположенного после холодильника, устанавливают буферный баллон, включаемый в газопровод перед холодильником. Его емкость выбирают равной емкости маслоотделителя.

В поршневых компрессорах с длинными всасывающими трубопроводами также предусматривают буферную емкость, которую располагают вблизи цилиндра. Ее объем выбирают в пределах $(6 \div 10)\ V_ц$, где $V_ц$ — рабочий объем большей полости цилиндра I ступени.

Буферные емкости при давлениях до 30 *атм* выполняют сварными, а при более высоких давлениях — в виде стальных баллонов, которые изготовляют обжимом концов толстостенной трубы или из поковок.

На стороне всасывания компрессорной станции, предназначенной для подачи газа от газодобывающей установки потребителю, часто устанавливают газгольдеры для накапливания газа в период минимального расхода и выдачи при максимальном потреблении. Производительность газодобывающей установки, например кислородной, ввиду неравномерности потребления газа выбирают среднесуточной в соответствии с суточным графиком расхода газа. Производительность машин компрессорной станции принимают по максимальному расходу. В период пикового расхода газгольдер должен компенсировать недостающую производительность газодобывающей установки в течение сравнительно длительного времени. Когда потребление газа становится меньше производительности газо-

нием при опорожнении, когда может образоваться разрежение.

В сухих газгольдерах низкого давления вместо телескопа установлена цилиндрическая или многогранная шайба, которая поднимается или опускается под давлением газа подобно поршню в цилиндре.

ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ И ОБРАТНЫЕ КЛАПАНЫ

Предохранительные клапаны служат для предотвращения чрезмерного повышения давления и возможных при этом аварий. Их устанавливают на каждой ступени компрессора.

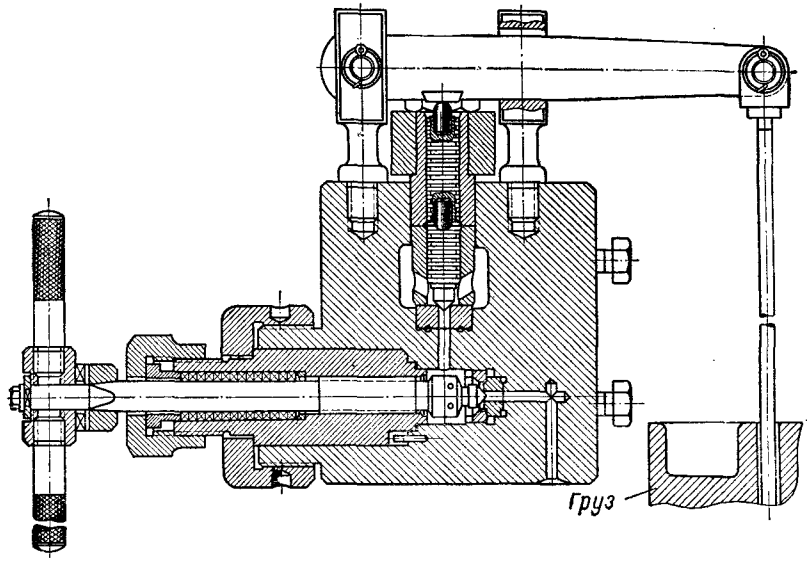


Рис. 257. Грузовой предохранительный клапан закрытого типа на 350 *ати*

В компрессорах, сжимающих взрывоопасные, токсичные или высокоценные газы, предохранительные клапаны соединяются трубопроводом со всасывающей линией.

Предохранительные клапаны изготовляют пружинными и рычажно-грузовыми. Первые более компактны. Вторые (рис. 257) выгодно отличаются тем, что в период от начала до полного открытия не происходит повышения давления, составляющего у пружинных клапанов 10—15% от начального. В связи с этим их иногда выполняют с запорными органами дифференциальной формы. При этом

давление выходящего газа распространяется на большую площадь, содействуя перемещению клапана в крайнее верхнее положение.

В клапанах малого диаметра отношение площади уплотняемого отверстия к длине кромки меньше, чем в клапанах большого диаметра, и часто для уплотнения недостаточно. В этих случаях применяют клапаны особого выполнения. В клапане (рис. 258), рассчитанном на 200 *ати*, давление сжатого газа действует на эбонитовый обтюратор запорного органа *1* и, кроме того, на диафрагму *2* из латунной фольги, которая через толкатель *3* и рычаг *4* передает усилие на пружину *5*. Соотношение плеч рычага и диаметр диафрагмы выбраны с таким расчетом, чтобы при давлении, установленном для начала открытия клапана, усилие пружины, действующее на уплотняющую кромку, превышало в четыре раза усилие в клапане того же проходного диаметра, но обычной конструкции, где пружина уравновешивает только давление газа на запорный орган.

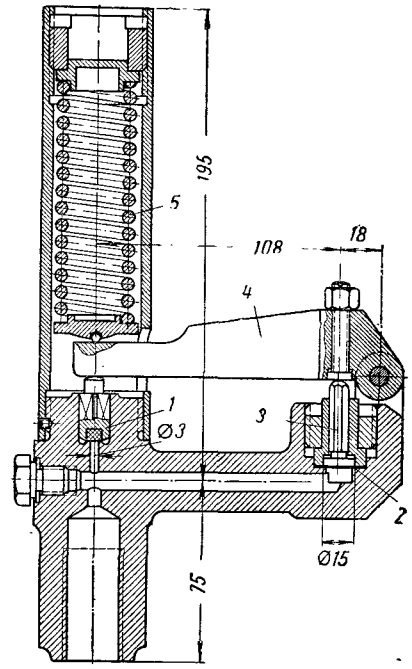


Рис. 258. Предохранительный клапан высокого давления

При давлениях, превышающих 300 *ати*, устанавливают два предохранительных клапана с отключающими вентилями на случай ремонта (см. рис. 257).

Предохранительные клапаны приходят в действие сравнительно редко, поэтому во избежание заедания, которое может быть вызвано коррозией или нагаром, их периодически проверяют. Грузовые клапаны для этой цели открываются поднятием груза, пружинные — с помощью рукоятки или рычага. Седло и тарелку клапана во избежание коррозии выполняют из нержавеющей стали. Предохранительные клапаны каждой ступени рассчитывают на пропуск газа в количестве, равном производительности компрессора, при скорости, близкой к критической. Критическая скорость

$$w_{кр} = \sqrt{2g\frac{k}{k+1}pv}\ м/сек,$$

для двухатомных газов при $k = 1,4$

$$w_{кр} = 3{,}38\sqrt{pv}\ м/сек,$$

где p — давление газа перед клапаном, $кГ/м^2$;

v — удельный объем газа при давлении и температуре перед клапаном, $м^3/кГ$.

Величина проходного сечения в седле клапана и в его щели при максимальном подъеме

$$f = \frac{Gv}{60 w_{кр} \mu}\ м^2,$$

где G — весовая производительность компрессора, $кГ/мин$.

$\mu = 0{,}6$ — коэффициент расхода.

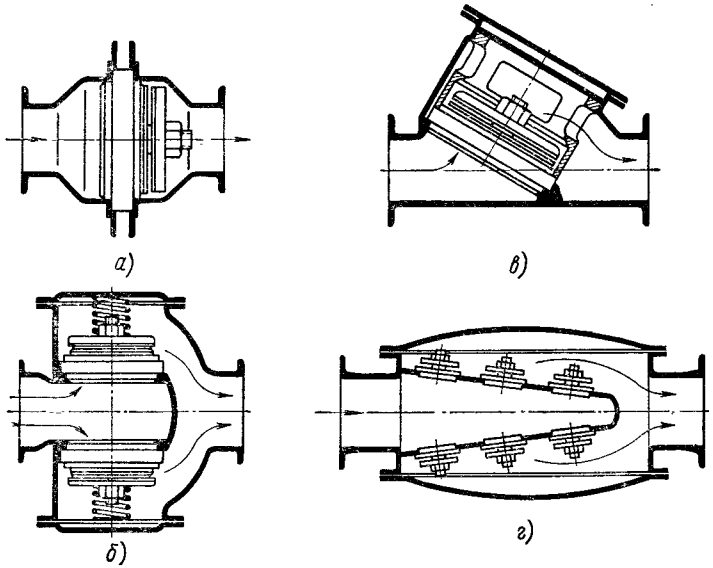


Рис. 259. Обратный клапан

Давление на клапан, соответствующее началу его открытия, должно быть выше номинального на 10% для ступеней низкого давления и на 5% для ступеней высокого давления.

Чтобы предотвратить течение газа из нагнетательной магистрали в компрессор, когда при остановке машины или аварии в компрессоре падает давление, применяют обратный клапан. Конструктивно его выполняют в виде обычного нагнетательного клапана из

двух половин (рис. 259, *а*) или с боковыми крышками (см. рис. 259, *б*, *в*, *г*).

В больших нагнетательных трубопроводах в одном корпусе размещают несколько клапанов (см. рис. 259, *г*).

ТРУБОПРОВОДЫ, АРМАТУРА И КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

Коммуникация компрессорной установки состоит из газопровода, водопровода, трубопроводов для продувки, отводов к измерительным приборам и к системе регулирования производительности. Схема трубопроводов пятиступенчатого поршневого компрессора средней производительности внутри машинного зала показана на рис. 260.

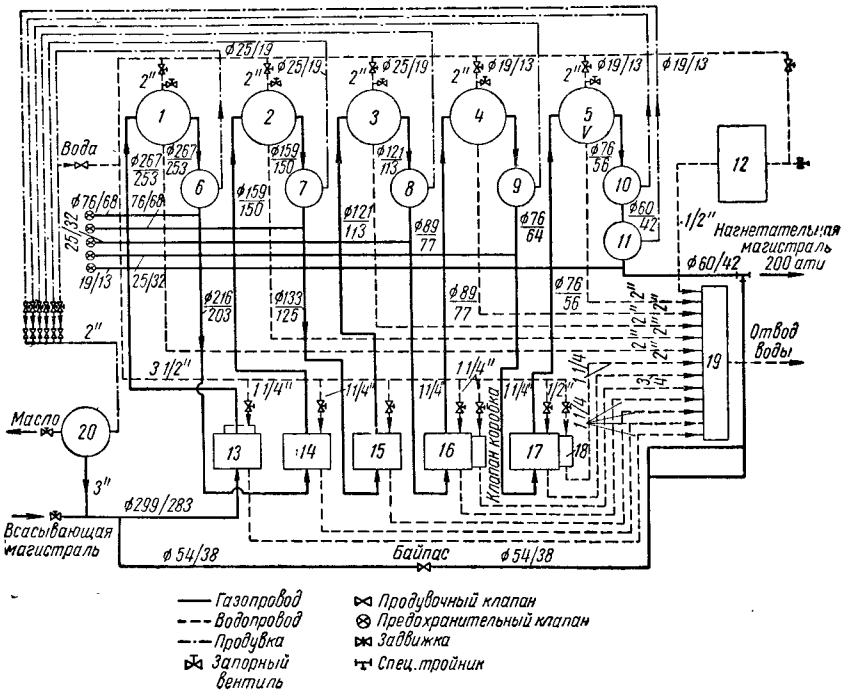


Рис. 260. Коммуникация пятиступенчатого поршневого азотного компрессора средней производительности:

1 — 5 — холодильники I—V ступеней, *6 — 11* — маслоотделители I — V ступеней, *12* — бак для масла (циркуляционная смазка), *13 — 17* — цилиндры I—V ступеней, *18* — клапанная коробка, *19* — водосливный бак, *20* — бак для масла (продувочный)

Схема трубопроводов центробежного компрессора небольшой производительности и сравнительно невысокого конечного давления изображена на рис. 261.

При монтаже трубопроводов стремятся к тому, чтобы обеспечить свободный доступ к отдельным трубам и особенно к арматуре и КИП.

У компрессоров большой производительности межступенчатую аппаратуру и коммуникации располагают в подвальном помещении.

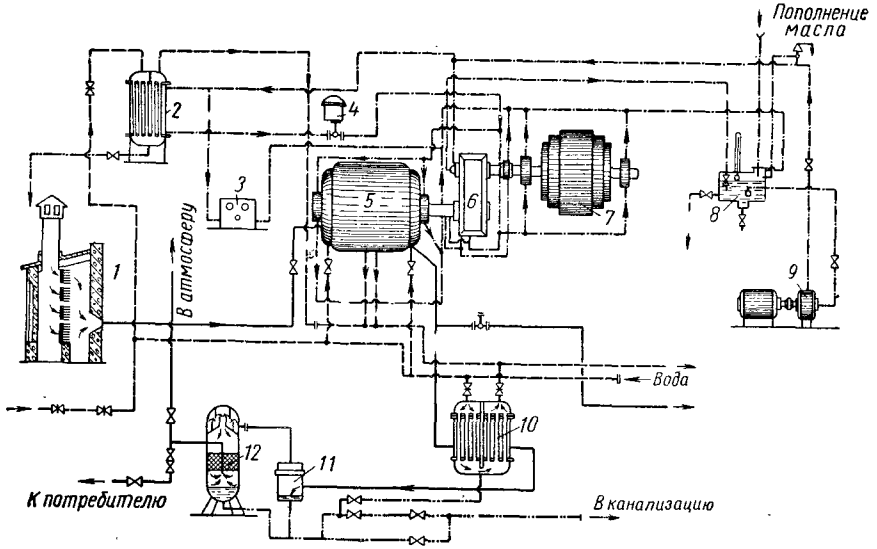


Рис. 261. Коммуникация центробежного компрессора:

1 — фильтр, *2* — холодильник масла, *3* — масляный регулятор, *4* — фильтр масляный, *5* — турбокомпрессор, *6* — редуктор, *7* — электродвигатель, *8* — масляный бак, *9* — масляный насос, *10* — холодильник, *11* — влагоотделитель, *12* — ресивер: ——— воздухопровод, — — — водопровод, — · — маслопровод, — ·· — сброс в канализацию

Управление вентилями для удобства обслуживания выносят в машинный зал (рис. 262).

Всасывающий газопровод компрессора для сжатия взрывоопасных газов соединяют с магистралью инертного газа (обычно азота), в нагнетательной же линии предусматривают отвод в атмосферу. Этими линиями пользуются при пуске для предварительного вытеснения воздуха инертным газом из цилиндров и коммуникации компрессора.

Средние скорости газа в газопроводе принимают в зависимости от давления газа в пределах от 20 до 5 *м/сек*.

Более высокие значения соответствуют низкому давлению.

При работе компрессорной установки в трубопроводах возникают температурные деформации, для восприятия которых предусматривают компенсаторы. В компрессорных установках в отличие от силовых (например, паротурбинных) температуры газа обычно не превышают 200—220°С. Поэтому в большинстве случаев здесь используют самокомпенсацию путем придания трубам соответствующей формы (рис. 263).

Линзовые компенсаторы (см. рис. 263, *а, б, в*) применяют при давлениях примерно до 8 *атм*. Отношение $\frac{D_y}{D_1}$ принимают от 0,7 до 0,8 в зависимости от диаметра трубопровода. Длина L компенсатора должна быть не менее D_1. Лирообразные компенсаторы (см. рис. 263, *д, е*) используют в компрессорных установках очень редко вследствие их высокой стоимости.

На газопроводах высокого давления компенсаторы не ставят, необходимая эластичность обеспечивается самокомпенсацией.

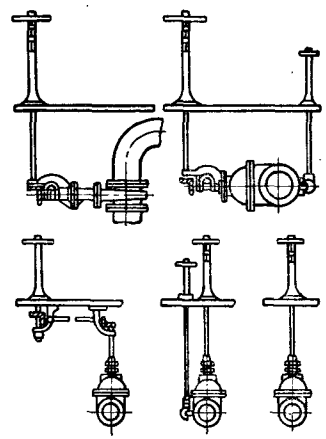


Рис. 262. Способы подвески запорной арматуры

В воздушных и газовых коммуникациях низкого давления в качестве запорных органов применяют задвижки и вентили проходные и угловые.

В начале всасывающей линии первой ступени предусматривают задвижку, а в конце нагнетательной линии последней ступени — обратный клапан и запорный вентиль. Обратный клапан служит для предотвращения течения газа из нагнетательной магистрали в компрессор при внезапной остановке машины. В компрессорах с промежуточным отбором обратным клапаном снабжают также трубопровод, отводящий от компрессора газ промежуточного давления.

В газопроводах высокого давления применяют специальную арматуру. Конструкция запорного клапана высокого давления приведена на рис. 264.

Все трубопроводы соединяют сваркой, разъемные соединения применяют в минимальном числе, только для возможности демонтажа. Их выполняют фланцевыми, муфтовыми; для труб малого диаметра применяют ниппельные соединения (рис. 265).

Фланцевые соединения уплотняют прокладками. При давлениях низких (до 12—15 *атм*) применяют паронит, фторопласт и другие по-

лимеры, средних — фибру и металлические прокладки из красной меди и алюминия, высоких — только металлические прокладки, поставленные в замок. Для давлений 300 *атм* и выше часто используют линзовые уплотнения, в которых линзы, имеющие две шлифованные шаровые поверхности, прилегают к конусам на концах труб.

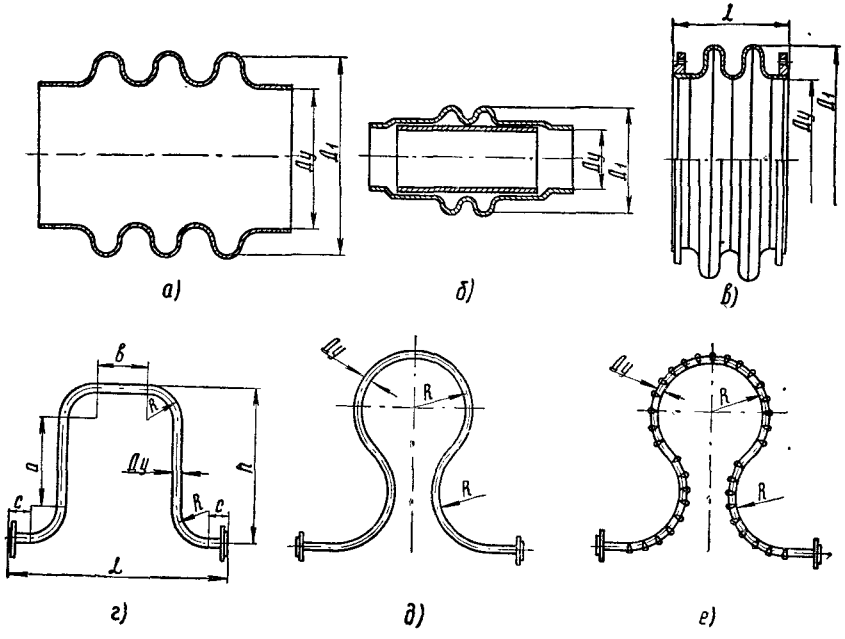


Рис. 263. Различные конструкции компенсаторов:
а, б, в — линзовые; *г* — *П*-образный; *д, е* — лирообразные

Конструкция опор для трубопроводов зависит от расположения труб (рис. 266). В непроходных каналах и других малодоступных местах и при отсутствии поперечного перемещения трубопровода применяют скользящие опоры (см. рис. 266, *а*, *г*). При прокладке трубопроводов под перекрытиями и площадками и возможности продольного и поперечного их перемещения применяют подвесные опоры (см. рис. 266, *б*). В точках жесткого крепления трубопровода (фиксирующие пункты или мертвые точки), когда необходимо воспринять осевое усилие трубопровода и обеспечить его деформацию в сторону компенсирующего устройства, применяют неподвижные опоры (см. рис. 266, *в*, *д*, *е*).

Расстояние между опорами трубопровода при стационарном потоке газа в трубопроводе определяется по величине максимально

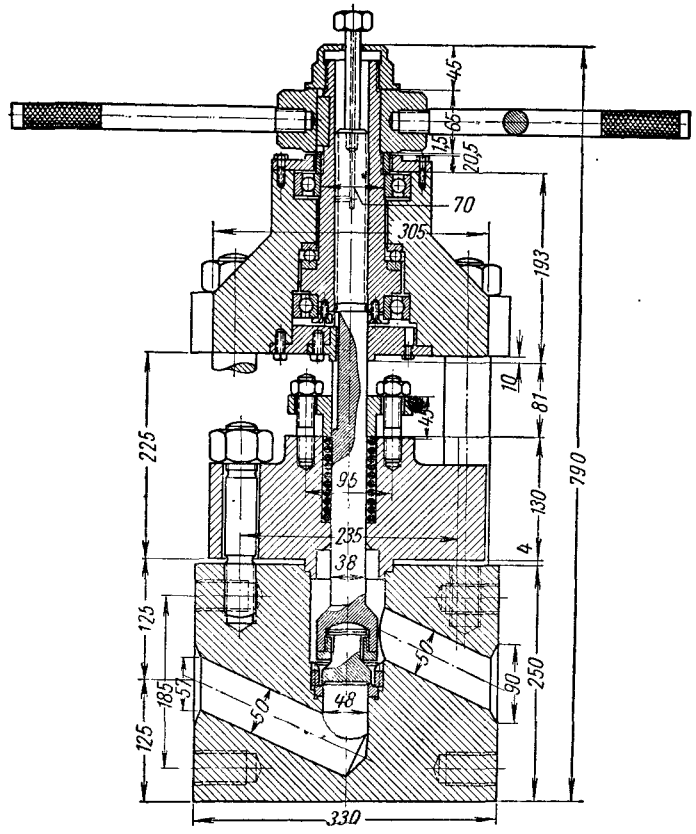


Рис. 264. Запорный клапан на давление 300 *ати*

допустимого прогиба многоопорной балки [VI—4, 5, 6]:

$$l = \sqrt{\frac{12\sigma_{изг} W}{100q}},$$

где l — длина пролета, *м*;
$\sigma_{изг}$ — допускаемое напряжение на изгиб, *кГ/см²*;
W — момент сопротивления, *см³*;
q — вес погонного метра трубопровода, наполненного водой, *кг*.

Если трубопровод изолирован, то учитывается и вес изоляции.

Расчетная нагрузка на одну опору

$$Q = 15ql.$$

Для пульсирующих потоков газа, возникающих обычно в поршневых компрессорах, при определении расстояния между опорами и их прочности учитывают возмущающие силы, вызывающие вибрацию. Возмущающие силы зависят от числа оборотов машины.

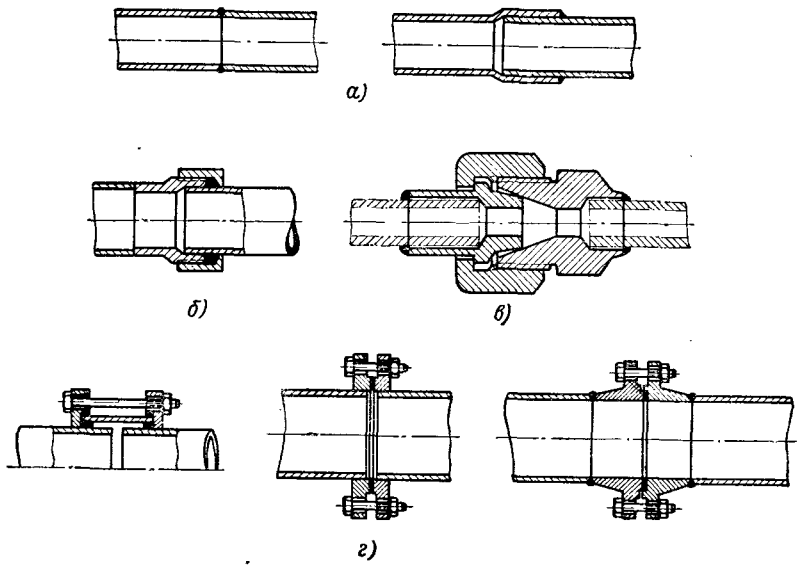


Рис. 265. Соединения труб:

а — сварное, *б* — муфтовое, *в* — ниппельное, *г* — фланцевое

Расстояние между подвижными опорами обычно принимают от 4 до 7 *м* в зависимости от диаметра трубопровода и действующих на него сил.

При выборе расстояния между трубопроводом и стеной помещения или канала, где монтируется трубопровод, учитывают необходимость обслуживания фланцевых и других соединений; оно не должно быть большим во избежание утяжеления кронштейнов и опор.

Газопроводы для вредных и взрывоопасных газов прокладывают в каналах, защищающих трубопровод от механических повреждений. В засыпных траншеях прокладываются газопроводы низкого давления, которые выполняют сварными. Перед укладкой в траншею трубы обмазывают битумом, защищающим от коррозии, и обертывают одним слоем бумаги. Газопровод имеет уклоны соответственно рельефу местности. В наиболее низких точках предусматривают приемники конденсата и специальные автоматические устройства типа конденсационных горшков.

В местах установки приемников конденсата для удобства обслуживания предусматривают колодцы.

Приемниками конденсата и конденсационными горшками снабжают и надземные газопроводы, особенно в межцеховых коммуникациях, где в холодное время года возможна конденсация влаги.

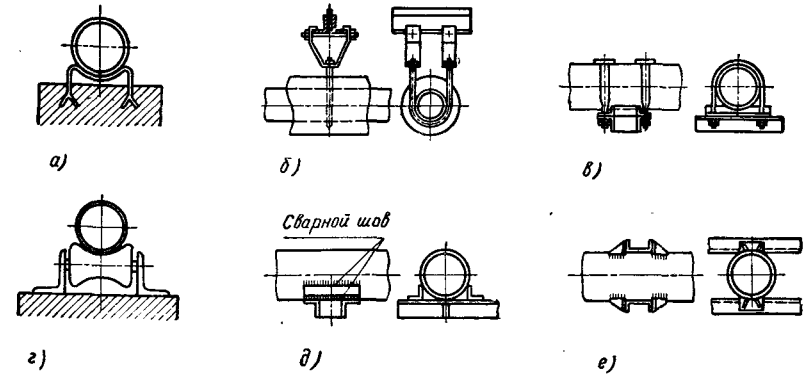


Рис. 266. Конструкция опор для трубопроводов:

а — скользящая, *б* — подвесная, *в* — хомутовая, *г* — катковая, *д* — привариая, *е* — упориая

Для определения оптимального диаметра газопровода, пользуясь номограммой (рис. 267) и данными по эксплуатационным годовым расходам на трубопровод и на компрессию газа, строят график (рис. 268) годовых расходов в зависимости от диаметра трубопровода. По кривой суммарного годового расхода выбирают оптимальный диаметр труб.

Для контроля работы компрессорных станций служат контрольно-измерительные приборы, устанавливаемые в хорошо освещенных и доступных местах непосредственно на машинах, аппаратах и трубах или при возможности на щите управления.

Давления газа, воды и масла фиксируются манометрами, размещаемыми на щите управления, или у мест замера на колонках. При давлениях газа, превышающих 300 *атм*, манометры дублируют. Для проверки правильности показания манометров применяют специальные колонки (рис. 269) с устройством для присоединения контрольного манометра.

Перед манометрами устанавливают вентили для продувки трубопроводов и замены приборов без остановки компрессоров.

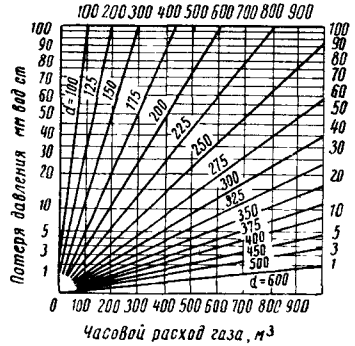


Рис. 267. Номограмма для определения диаметров труб по заданному расходу и потере напора

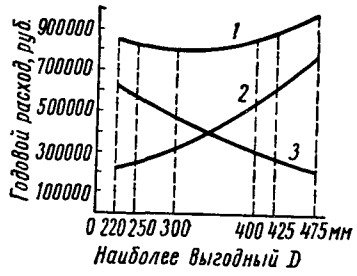


Рис. 268. График определения оптимального диаметра трубопровода; годовой расход:

1 — суммарный, *2* — по трубопроводам, *3* — по компрессорам

Манометры периодически проверяют, они должны иметь пломбу с указанием срока годности. На особо ответственных участках применяют манометры с контрольной стрелкой, поставленной на возможное максимальное давление, превышение которого ею фиксируется.

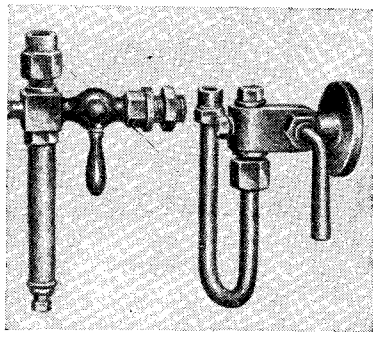


Рис. 269. Колонки для присоединения контрольных манометров

Для измерения температуры на всех ступенях компрессора устанавливают термометры (жидкостные, газовые, электрические). Гнезда для чувствительных элементов термометров находятся в цилиндрах и примыкающих к ним участках газопровода, а также на подводе и сливе охлаждающей воды.

Производительность компрессоров замеряется расходомерами, состоящими из диафрагмы или сопла, дифманометра и записывающего механизма. В поршневых компрессорах диафрагмы устанавливают преимущественно на нагнетательной линии, а в центробежных — на всасывающей в соответствии с правилами 27—54 [I—1].

Расход охлаждающей воды учитывается водомерами или диафрагмами.

Расход электроэнергии контролируется электросчетчиками. При паровом приводе расход пара учитывается паромерами, а при газовом двигателе расход газа — счетчиками газа [VI—7,8].

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ АВТОМАТИЗАЦИИ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН

Устройства автоматического управления служат для облегчения обслуживания, уменьшения числа персонала, повышения надежности компрессорной установки и экономичности ее работы.

Автоматизация может быть частичной или полной. При полной автоматизации обслуживание сводится к периодическому наблюдению за показаниями контрольных приборов на щите диспетчера, часто находящегося за пределами компрессорной станции, пополнению запасов смазывающих масел и ремонтным работам.

Компрессорная станция, оснащенная современными средствами автоматизации, может работать без постоянного обслуживания. На линиях газопроводов установлены компрессоры не только с электрическим приводом, но и газомоторные. В зависимости от потребления сжатого газа обеспечивается регулирование производительности пуском и остановкой отдельных компрессоров по заданной программе.

Однако в комплекс работ по обслуживанию компрессорной установки входит много операций, затруднительных для автоматизации, например наполнение лубрикаторов маслом, проверка его поступления в отдельные точки смазки и т. п. Поэтому полностью автоматизированных компрессорных установок сравнительно немного. Малые установки с несложными по конструкции компрессорами могут быть полностью автоматизированы сравнительно просто. В других случаях применяют частичную автоматизацию, при которой ограничиваются периодическим обслуживанием компрессорной установки.

Система автоматизации компрессорных машин может состоять из следующих основных элементов:

автоматического контроля и регистрации параметров работы установки;

сигнализации;

защиты и блокировки;

автоматического регулирования;

автоматического управления.

Автоматический контроль и регистрация осуществляются показывающими и записывающими приборами. По показа-

ниям приборов наблюдают за действием каждого узла установки и выявляют отклонения от заданного режима работы.

Контроль режима работы предусматривает замеры: давлений и температур газов на всасывании и нагнетании каждой ступени поршневого компрессора и корпуса центробежного компрессора; давления поступающей воды и ее температуры на входе в компрессор и сливе; давлений в системе центральной смазки до и после фильтра и непосредственно перед вводом в подшипники и параллели поршневого компрессора; температуры масла после холодильника и в подшипниках.

По записывающим приборам учитывают работу установки. В ряде случаев в систему автоматизации включают устройства, суммирующие показания приборов (расход воздуха, газа или энергии, воды и т. п.)

В средних и крупных автоматизированных компрессорных установках приборы, предназначенные для наиболее ответственных замеров, передают свои показания вторичным приборам на щите диспетчера. Некоторые из них снабжены контрольными или аварийно-предупредительными сигнализирующими устройствами. В особо важных узлах применяют оба устройства.

В задачу контрольной сигнализации входит сигнализировать дежурному оператору о состоянии оборудования регулирующих органов и контрольных приборов (включено, выключено).

Аварийно-предупредительная сигнализация предупреждает световым или звуковым сигналом о нарушении установленного режима работы установки и недопустимом отклонении контролируемых величин от заданных.

Автоматические устройства крупных установок контролируют и регулируют уровень масла в маслосборнике и удаляют влагу из маслоотделителей.

З а щ и т а и б л о к и р о в к а применяются для предотвращения аварий и серьезных нарушений работы установки. Блокировка предусматривается защитная и запретно-разрешающая.

Защитная блокировка служит для предотвращения аварии в случае нарушения режима работы какого-либо узла установки. Например, автоматическая остановка компрессора в случаях: перегрузки двигателя; недостаточного давления воды в трубопроводе или масла в системе центральной смазки; недопустимо высокого или низкого давления газа по ступеням сжатия; чрезмерного повышения температуры газа в цилиндрах или температуры вкладышей подшипников или масла в маслосборнике; появления сильных стуков в машине и по другим причинам, зависящим от специфических условий работы компрессорной установки или устройства компрессора и двигателя.

Запретно-разрешающая блокировка предотвращает ошибочные действия системы автоматического управления или обслуживающего персонала, например включение двигателя компрессора ранее пуска охлаждающей воды в холодильники и рубашки компрессоров.

Для повышения надежности действия защита должна быть автономной, т. е. не связанной с системой контроля, регулирования и управления.

А в т о м а т и ч е с к о е р е г у л и р о в а н и е поддерживает на заданном уровне контролируемые величины или изменяет их по установленной программе. Например, поддержание заданных параметров в воздухосборнике путем автоматического включения и выключения компрессоров. В этом случае регулирование расхода воздуха является следствием автоматического поддержания перепада давления в воздухосборнике в определенном интервале.

Автоматизация малых компрессоров с воздушным охлаждением, гаражных, тормозных и др., может быть ограничена устройством для их пуска и остановки по конечному давлению с простейшим приспособлением для разгрузки при пуске. При водяном охлаждении к ним добавляют устройство для отключения охлаждающей воды при остановке машины и иногда для остановки при отсутствии охлаждающей воды.

В более крупных компрессорах для экономии энергии в ряде случаев целесообразны комбинированные системы регулирования производительности. Примером может служить способ, при котором два регулирующих устройства действуют согласованно: одно регулирует остановку компрессора, а другое — перевод его на холостой ход. Одно регулирующее устройство переключается на другое двумя реле времени, одно из которых контролирует длительность холостого хода, а другое — продолжительность работы под нагрузкой. Если установленное время холостого хода превышено, первое реле переключает компрессор на регулирование остановками компрессора. Второе реле по окончании периода работы под нагрузкой отключает систему регулирования остановками и включает регулирование холостым ходом.

Производительность поршневых компрессоров чаще регулируют автоматическим присоединением дополнительных полостей. Автоматический пуск компрессора можно осуществить только при наличии автоматически действующего устройства для разгрузки машины.

На компрессорных станциях, оборудованных несколькими компрессорами, можно ограничиться устройством для ступенчатого или плавного регулирования производительности только у некоторых компрессоров; если требуемое снижение равно произво-

дительности одного компрессора, то экономичнее достигнуть его остановкой одной машины, чем снижать производительность нескольких.

Для пуска и остановки одних компрессоров и регулирования производительности других применяют прибор, управляющий производительностью всей станции.

Крупные компрессоры оборудованы приводными: задвижкой на всасывании, запорным вентилем на нагнетании и байпасными вентилями для разгрузки при пуске. Для подачи масла до пуска компрессора масляный насос и лубрикатор снабжают индивидуальным электродвигателем. Для работы во взрывоопасных помещениях главный электродвигатель выполняют продуваемым; применяют вентиляторы с отдельными электродвигателями.

При подготовке к пуску таких компрессоров открывают задвижки на всасывании, байпасный вентиль и задвижки на воде и включают масляный насос, лубрикатор и вентиляторы продувки главного электродвигателя. По истечении заданного времени пускается главный двигатель, а после дополнительной выдержки открывается вентиль на нагнетании, закрываются байпасные вентили, и компрессор вводится под нагрузку. Все эти операции могут быть осуществлены автоматически.

Если подготовка к пуску не автоматизирована, то предусматривают блокировку, препятствующую запуску главного двигателя в случае невыполнения хотя бы одной подготовительной операции.

Для остановки компрессора все пусковые операции производят в обратной последовательности.

Устройство для автоматического выключения охлаждающей воды применяют в компрессорах с прерывистым регулированием производительности для прекращения расхода воды во время перерывов в подаче. Устройства соответственно способу регулирования имеют электрическое или пневматическое управление.

При полной автоматизации управление компрессорной станцией обеспечивается автоматической подготовкой к пуску основного и вспомогательного оборудования в определенной последовательности: пуск, управление работой и выключение.

Автоматическое управление обычно объединяется в общую систему управления, контроля и регулирования.

Системы автоматизации применяют электрические, пневматические, гидравлические, механические и смешанные.

При выборе той или иной системы учитывают специфику автоматической установки. В компрессорных установках чаще применяют смешанную систему автоматизации.

При автоматизации компрессоров, находящихся во взрывоопасных помещениях, применяют преимущественно автоматические

приборы пневматического и гидравлического действия; допускают электрические приборы с питанием от сухого элемента напряжением до 1,5 *в* через сопротивление, ограничивающее силу тока в 40 *ма*. К ним, в частности, относятся термометры сопротивления.

При проектировании автоматического управления важен правильный выбор параметров, отклонение от которых требует остановки компрессора для защиты от аварии. Рекомендуется выбирать параметры, на величину которых влияет не одно, а ряд условий, подлежащих контролю. Например, целесообразно останавливать компрессор не при снижении уровня масла в баке, а при падении его давления после фильтра, так как оно может происходить не только при отсутствии масла, но и при неисправности насоса, повреждении маслопровода и загрязнении фильтра.

Следует избегать излишних автоматических устройств, имея в виду, что они удорожают установку и сами могут быть причиной неполадок. Даже при самом высоком уровне автоматизации нельзя предотвратить аварий и неполадок в ненадежном компрессоре, а при надежной конструкции многие из устройств автоматической защиты излишни.

НЕКОТОРЫЕ СВЕДЕНИЯ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН

Смазочные масла и маслохозяйство

Для смазки трущихся частей компрессоров используют нефтяные масла сернокислотной очистки.

Масло для цилиндров должно быть вязким при высоких температурах, так как от этого зависит износ трущихся деталей и способность уплотнять зазоры, и обладать стабильностью, т. е. сохранять свои качества в среде сжимаемого газа. Последнее требование является особенно важным при сжатии газов, способных вступать с маслами в реакцию. С водой эти масла не должны образовывать эмульсий.

Для смазки воздушных компрессоров применяют масла, не окисляющиеся кислородом воздуха при температурах и давлениях, достигаемых в цилиндре. Исследования причин взрывов воздушных компрессорных установок показали, что основной из них является отложение нагара в цилиндрах, нагнетательных трубопроводах и ресивере.

Нагар, накапливающийся на стенках трубопроводов и ресивера, может воспламеняться в случае значительного повышения температуры нагнетаемого воздуха. Следует отметить, что повышение температуры может явиться следствием образования нагара. В случае пригорания колец к поршневым канавкам или при вы-

зываемой нагаром потере плотности нагнетательных клапанов горячий воздух повторно сжимается и температура его повышается. Другой причиной может быть сужение сечений трубопровода, вызванное отложением нагара, при котором увеличивается сопротивление на пути сжатого воздуха и повышается давление нагнетания. Повышение температуры, в свою очередь, усиливает образование нагара и, таким образом, интенсивность процесса накопления его возрастает.

Взрыв смеси паров масла с воздухом возможен только при количественном соотношении в пределах от 30 до 42 *мг* масла на 1 *л* воздуха. Расчет показывает, что в цилиндре невозможна такая концентрация масла даже при самой обильной смазке. Следовательно, взрыв масловоздушной смеси может произойти лишь вследствие воспламенения нагара.

Причины воспламенения нагара мало изучены. Исследованиями доказана активная роль в этом явлении окислов железа, пропитанных маслом. В ряде случаев непосредственной причиной воспламенения нагара может служить искра, возникающая в цилиндре или нагнетательном трубопроводе вследствие механических ударов или электростатических разрядов при движении частиц твердых тел в потоке сжатого воздуха. Горение постепенно распространяется вдоль трубопровода, резко повышая температуру и испаряя масло из отложений нагара, содержащих его до 30%. В отдельных случаях концентрация пара достигает предела взрываемости и тогда горение завершается взрывом.

Содержащиеся в нагаре кислоты вызывают коррозию цилиндров, поршней и клапанов, а карбониды, представляющие собою частицы высокой твердости, способствуют их износу.

Для смазки цилиндров воздушных поршневых компрессоров применяют компрессорные масла (ГОСТ 1861—54) марок 12(М) и 19(Т), хорошо очищенные и способные противостоять окисляющему действию воздуха, поэтому они не образуют нагара.

Температура вспышки масла должна быть на 20—50°С выше температуры нагнетания. Однако роль температуры вспышки при возникновении взрыва не следует переоценивать, так как предшествующее взрыву горение нагара вызывает значительное превышение этой температуры, а без горения нагара отсутствует опасная концентрация паров масла в воздухе.

Вязкость масла для компрессоров выбирают в зависимости от достигаемой в процессе сжатия температуры и величины конечного давления. Для смазки одноступенчатых и двухступенчатых компрессоров низкого давления применяют компрессорное масло 12(М). Для многоступенчатых компрессоров с конечным давлением до 200 *атм* при отношении давлений на двух последних ступенях

сжатия до 3,0 — компрессорное масло 19(Т). Технические условия на компрессорные масла этих марок приведены в табл. 34.

Таблица 34

Свойства компрессорных масел

Показатели	Марки	
	12 (М)	19 (Т)
Вязкость кинематическая при 100°С, *сст*	11 — 14	17—21
Кислотное число, *мг* КОН на 1 *г* масла, не более	0,15	0,10
Стабильность против окисления: осадок после окисления, %, не более	0,30	0,02
Зольность, %, не более	0,015	0,010
Содержание механических примесей, % не более	0,007	0,007
Температура вспышки (в открытом тигле), °С, не ниже	216	242
Коррозионность (по Пинкевичу) на пластинке из свинца марки С1 или С2 по ГОСТ 3778—47, *г/м²*, не более	60	5

Для более высоких отношений давлений на последних ступенях или конечных давлений от 200 *атм* и выше следует применять масло марки П-28 (ГОСТ 6480—53), которое относится к числу наиболее стабильных.

Для азотных, водородных и азотноводородных компрессоров ввиду инертности сжимаемого в них газа по отношению к маслу и отсутствия нагара рекомендуются масла цилиндровые легкие, а при высоком давлении — цилиндровые тяжелые.

Для кислородных компрессоров с манжетными уплотнениями применяют смесь дистиллированной воды с 6—8% технического глицерина, который увеличивает ее смазочные свойства. Применение минеральных масел исключается, так как при соприкосновении со сжатым и нагретым кислородом они взрываются.

Машинные масла (ГОСТ 1707—51) вырабатывают трех марок: индустриальное 30 (машинное Л), индустриальное 45 (машинное С) и индустриальное 50 (машинное СУ).

Индустриальные масла 45 и 50 используют для средних и крупных компрессоров.

Для смазки цилиндров и подшипников ротационных пластинчатых компрессоров и вакуум-насосов применяют компрессорное масло марки 12.

Подшипники ротационных компрессоров лопастных (типа Рутс) и винтовых смазывают турбинным маслом.

В центробежных и осевых компрессорах и воздуходувках смазываются опорные и упорные подшипники, зубчатая передача и подшипники редуктора, механизмы регулирования и подшипники привода.

Для смазки подшипников опорных и упорных центробежных и осевых компрессоров с непосредственным приводом (без редуктора) применяется турбинное масло (ГОСТ 32—53) марки 22 (турбинное). Для центробежных и осевых компрессорных машин с приводом через редуктор следует применять турбинное масло марки 30 (турбинное УТ). В этом случае обычно применяется масло одной указанной выше марки для всего компрессорного агрегата (компрессор, редуктор, система регулирования и привод).

Для вспомогательного оборудования компрессорных станций (водонасосные установки, фильтры) применяют соответственно машинное масло для насосов и висциновое масло для фильтров.

Нормы расхода масла. Смазку цилиндров воздушных компрессоров строго ограничивают. Общий расход масла для компрессоров низкого и среднего давления 1 *г* на 400 $м^2$ смазываемой поверхности для горизонтальных машин и 1 *г* на 500 $м^2$ — для вертикальных. Для ступеней высокого давления, нагнетающих при 50—100 *ати*, эти нормы увеличивают в 1,5—2 раза; при 220—350 *ати*—в 3—4 раза. Расход масла в сальниках высокого давления составляет 3 *г* на 100 $м^3$ смазываемой поверхности штока. Для коксового загрязненного газа эти нормы удваиваются.

Предельные нормы расхода масла в воздушных компрессорах общего назначения на 8 *атм* регламентированы ГОСТ 7426—55 в зависимости от производительности, типа и исполнения машин (табл. 35).

Таблица 35

Нормы расхода смазочного масла для воздушных поршневых компрессоров общего назначения

Производительность, $м^3$/*мин*	Давление, *ат*	Расход масла, *г/час*	Производительность, $м^3$/*мин*	Давление, *ат*	Расход масла, *г/час*
Бескрейцкопфные компрессоры			Крейцкопфные компрессоры		
3	4	До 35	10	8	До 50
3	8	» 40	20	8	» 70
6	4	» 45	30	8	» 90
6	8	» 70	50	8	» 115
10	8	» 90	100	8	» 170
20	8	» 180			
			Горизонтальные компрессоры		
			8	8	До 250

В новых компрессорах на время приработки поршней и цилиндров, которая длится обычно до двух недель, расход масла удваивают.

Потери машинного масла в циркуляционной системе смазки механизма движения по данным Оргнефти в течение шести месяцев составляют от 5 до 20% залитого количества.

Для многоступенчатых компрессоров высокого давления (200—300 *ата*) расход масла (в *г/час*) можно определить по приближенной формуле

$$Q = (1{,}9 \div 4{,}8)\, nS\Sigma D,$$

где n — число оборотов, мин.;

S — ход поршня, *м*;

ΣD — сумма диаметров цилиндров с одинаковым ходом поршня, *м*.

Продолжительность работы масла в циркуляционных масляных системах составляет 3—6 тыс. часов в зависимости от объема его в машине и условий эксплуатации.

Компрессорное масло в бескрейцкопфных машинах подлежит замене через 2,5—3 тыс. час. работы. Масло для смазки электродвигателей меняют через 4,5—5 тыс. часов.

Расход масла в ротационных пластинчатых компрессорах обычно в 1,5—2 раза выше, чем в поршневых, и колеблется от 30 до 500 *г/час* в зависимости от размеров машины.

Масляную систему поршневых и ротационных компрессоров чистят 1—2 раза в год.

Расход масла в центробежных и осевых компрессорах зависит от объема масляного бака, емкость которого равна шести—восьмикратному объему циркуляции масла в час. Продолжительность работы масла 15—40 тыс. часов. Следовательно, расход масла равен отношению объема залитого в бак масла к числу часов работы плюс потери 5—10%.

В лубрикаторы, расходные баки, картеры компрессорных машин и т. д. масло перед заливкой пропускают через фильтры.

В процессе эксплуатации компрессорных машин смазочное масло засоряется различными примесями и окисляется. Поэтому его через определенное время регенерируют. Масло отстаивают в сосудах в течение 4—5 суток (воду удаляют через нижние спускные краны), фильтруют под давлением 6—7 *ати* в фильтрпрессах и центрифугируют. При фильтровании и центрифугировании масло очищается от нерастворимых примесей и воды. Подробное описание регенерации смазочных масел см. [VI—9].

Смазку цилиндров поршневых и ротационных компрессоров, подшипников центробежных и осевых компрессоров производят только свежим маслом.

Смазочное масло, находящееся в машинах, подлежит лабораторному анализу; в поршневых 1—2 раза в год, в центробежных и осевых 1—2 раза в два года.

Если в масле содержится песок, абразивная пыль или механические примеси более 3%, оно регенерации не подлежит и заменяется свежим.

Масло считается непригодным, если: вязкость на 25% выше паспортной; зольность 0,06%; механических примесей 0,02%; кислотность (по КОН) 0,6 *мг*; присутствуют водорастворимые кислоты и щелочи.

Если температура вспышки масла снизилась до 150° С, оно подлежит регенерации. В паспорте завода-изготовителя должен быть указан результат анализа масла.

Смазочные масла хранят в специально оборудованном складском помещении при компрессорной станции; соблюдаются нормы и технические условия для хранения легко воспламеняющихся и горючих жидкостей. Складское помещение оборудуют металлическими резервуарами с подогревателями, расходными баками, металлическими бочками, бидонами с плотно закрывающимися крышками для хранения и выдачи смазочных масел.

Масло на склад принимают только с лабораторным анализом. Его перекачивают ручным насосом или маслораздаточной колонкой. Смешивание разных сортов масел не допускается. Заправочная посуда (бидоны, масленки, лейки) должна быть окрашена в разные цвета с указанием емкости и номера каждого сорта масел.

Все оборудование маслохозяйства должно содержаться в чистоте.

Испытание компрессоров

При испытании компрессоров определяют производительность и расходы: энергии на 1 $м^3$ газа, охлаждающей воды, смазочных масел и других вспомогательных материалов [VI—10, 11].

Производительность определяют с помощью расходомерных устройств [I—1], мощность на валу электродвигателя замеряют обычно по схеме двух ваттметров.

Поршневые компрессоры индицируют, чтобы вскрыть дефекты работы цилиндров. В компрессорных станциях с паровым и газовым приводом расход пара и газа замеряют паромерами или газовыми счетчиками. При поршневых двигателях необходимо одновременно их индицировать.

В последние годы разработаны методы индицирования ротационных компрессоров [II—5,10,11].

При числе оборотов до 500 в минуту для индицирования компрессоров применяют пружинные индикаторы типа Майгак, при больших числах оборотов — безынерционные индикаторы (электрические, пьезокварцевые и др.).

В протокол испытания вносят: сводку показаний приборов, обработанные результаты испытания и сравнение их с паспортными данными, техническую характеристику компрессора с указанием типа, заводского номера, даты выпуска, времени и места испытания.

По этим данным устанавливают удельные расходы энергии, пара, газа, воды и вспомогательных материалов.

Испытание поршневых компрессоров производят по ГОСТ 9011-59. Испытание центробежных компрессорных машин изложено в соответствующем разделе главы IV. Методы испытания осевых компрессорных машин аналогичны.

Ремонт оборудования в компрессорных станциях

Для оборудования компрессорных станций предусматривают планово-предупредительный ремонт. В зависимости от объема и сроков различают текущий, средний и капитальный ремонты.

К текущему ремонту относятся мелкие работы по устранению дефектов машин, аппаратов и коммуникаций. Замена клапанов у поршневых машин, смена сальниковых набивок, прокладок, манометров и других контрольных приборов, замена запорных органов и предохранительных клапанов и другие мелкие работы могут быть выполнены в период кратковременной остановки.

Ремонтные работы по устранению дефектов отдельных несложных частей машины (смена и подгонка вкладышей подшипников, смена поршневых колец и притирка их, замена частей масляных насосов и др.), для которых машину останавливают на несколько больший срок, относятся к среднему ремонту.

Более сложные работы, связанные с разборкой машины и механической обработкой ее частей (расточка цилиндров, шлифовка шеек вала и т. п.), выполняемые длительное время, относятся к группе капитального ремонта.

На основании результатов испытания и технического осмотра оборудования компрессорной станции составляют календарный график проведения ремонта; при этом определяются необходимые материалы, приспособления и затраты труда. Такая техническая документация необходима для составления сметы расходов.

При составлении графика ремонта учитывают возможность выполнения установленного плана имеющимся оборудованием. Поэтому сроки ремонта компрессорного оборудования планируют с учетом одновременной остановки технологического оборудования, являющегося потребителем сжатого газа.

Технический учет и отчетность

В процессе эксплуатации компрессорной станции учитывают расход энергии, пара, газа, воды и других материалов, а также время работы машин, аппаратов и прочего оборудования. Для этой цели служат самопишущие контрольно-измерительные приборы или регистрация в журнале через равные промежутки времени (обычно 1—2 часа) показаний приборов, характеризующих работу компрессорного агрегата. Отмечают также время пуска и остановки машин. На основании этих записей составляется ежемесячный отчет. Отклонение действительных расходов от установленных норм в большую сторону указывает на ненормальность работы компрессорной установки, которая должна быть устранена.

Планы текущего и капитального ремонтов машин, аппаратов и прочего оборудования составляют на основании времени его работы, так как нормы пробега и простоя определяются в зависимости от числа часов работы.

Технический учет и отчетность служат, в свою очередь, для корректировки норм расхода на будущее время и составления плана работы.

Техника безопасности

Персонал компрессорных станций должен быть технически подготовлен для обслуживания компрессорных систем и проинструктирован по вопросам техники безопасности и противопожарной техники. В компрессорных станциях должны быть инструкции по пуску и обслуживанию машин и аппаратов, по технике безопасности и противопожарной технике. В инструкциях должны быть отражены, кроме общих положений, специфические условия, присущие компрессорным системам.

Отступление обслуживающим персоналом от инструкций может вызвать нарушения технологического режима работы установки или аварии.

В ходе эксплуатации компрессорной установки может возникнуть целесообразность изменения ранее установленных инструктивных положений по пуску и обслуживанию установки. В этом случае переход на новые способы обслуживания возможен только после утверждения соответствующих инструкций.

Подробно вопросы техники безопасности изложены в [VI—12].

ЛИТЕРАТУРА

Основная

1. Френкель М. И. Поршневые компрессоры, изд. 2. М.—Л., Машгиз, 1960.
2. Рнс В. Ф. Центробежные компрессорные машины, М.—Л., Машгиз, 1951.
3. Страхович К. И. Центробежные компрессорные машины, Л.—М., Машгиз, 1940.
4. Шерстюк А. Н. Осевые компрессоры, М.—Л., Госэнергоиздат, 1955.

Дополнительная

К главе I

1. Правила 27—54 по применению и проверке расходомеров с нормальными диафрагмами, соплами и трубами Вентури, М., Машгиз, 1955.
2. Розен А. М. Метод коэффициентов отклонения в технической термодинамике высоких давлений, «Журнал физической химии», т. XIX, 1945, № 9.
3. Kollmап. Wärmeübergang im Luftkompressor, Forschungsheft, 348, VDI — Verlag, 1931.
4. Правила устройства электроустановок, гл. VII—3. Электрооборудование взрывоопасных помещений и наружных установок, М., Госэнергоиздат, 1957.
5. Энциклопедический справочник «Машиностроение», 1948, т. 10, 12.
6. Chlumský V. Pistové kompresory, Praha, 1958.
7. Вейнберг Б. С. Поршневые компрессоры холодильных машин, М., Госторгиздат, 1960.
8. ГОСТ 7426-55. Компрессоры воздушные поршневые, стационарные общего назначения. Технические условия.
9. Вайншейдт В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорання, Л., Судпромгиз, 1957.
10. Вихерт М. М. и др. Конструкция и расчет автотракториых двигателей, М., Машгиз, 1957.
11. Дизели. Справочное пособие конструктора. Под ред. Вайншейдта В. А., М.—Л., Машгиз, 1957.
12. Румянцев В. А. и др. Нормализация поршневых колец в компрессоростроении, Сборник НИИХИММАШа, 1952, № 18.
13. Доллежаль Н. А. Расчет основных параметров самодействующих пластинчатых клапанов поршневого компрессора, «Общее машиностроение», 1941, № 9.
14. Френкель М. И. Потери мощности в клапанах поршневого компрессора и их зависимость от усилия пружины, «Известия вузов МВО СССР, Машиностроение», 1958, № 7, 8.

15. Френкель М. И. Циклограф — новый прибор для индицирования и безынерционной записи циклически повторяющихся перемещений, деформаций и сил, Сборник НИИХИММАШа, 1954, № 8.
16. Вазингер В. В. Автоматизация компрессорных установок, Сборник НИИХИММАШа, 1954, № 18.

К главе II

1. Ошеров М. А. Ротационные пластинчатые компрессоры «Вестник металлопромышленности», 1936, № 17, 18; 1937, № 1, 3, 4.
2. Шелест С. М., Ващенко П. Г., Кириченко И. М., «Записки института горной механики», Киев, 1938, № 3.
3. Доллежаль Н. А. Ротационные пластинчатые компрессоры, Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. XII, 1948.
4. Лисичкин В. Е., Горшков А. М. Компрессорные машины, М.—Л., Госэнергоиздат, 1948.
5. Захаренко С. Е. Теоретические основы расчета и исследования коловратных компрессоров, Докторская диссертация, 1951.
6. Ильичев А. С. Рудничные пневматические установки, М.—Харьков, Углетехиздат, 1953.
7. Кац А. М. Расчет, конструкция и испытание воздуходувок типа Рутс, М., ГНТИ, 1946.
8. Саваренский С. С. Теория и проектирование винтовых компрессоров, Л., 1957.
9. Сакун И. А. Винтовые компрессоры, М.—Л., Машгиз, 1960.
10. Кондряков И. К. Исследование индицирования ротационных компрессоров (пластинчатого и с качающимся поршнем) пружинным индикатором, Кандидатская диссертация, Л., 1952.
11. Кондряков И. К. Индицирование ротационных компрессоров, пластинчатого и с качающимся поршнем. Труды ЛТИХПа, т. 5, 1954.
12. Tryhorn D. W. Improved Bicera Rotory Compressor, Gas and Oil Power, febr, 1955.

К главе III

1. Страхович К. И. Прикладная газодинамика, Л.—М., ОНТИ, 1937.
2. Дейч М. Е. Техническая газодинамика, М.—Л., Госэнергоиздат, 1953.
3. Прандтль Л. Гидроаэромеханика, пер. с нем. М., Изд-во иностранной литературы, 1949.
4. Pfleiderer C. Strömungsmaschinen, Berlin, 1952.

К главе IV

1. Эккерт Б. Осевые и центробежные компрессоры, М., Машгиз, 1959.
2. Ден Г. Н. «Энергомашиностроение», 1960, № 11.
3. Подобуев Ю. С., Селезнев К. П. Теория и расчет осевых и центробежных компрессоров, М., Машгиз, 1957.
4. Рис В. Ф. Проектирование центробежных компрессорных машин по методу подобия, «Котлотурбостроение», 1951, № 4.
5. Рис В. Ф. Из опыта проектирования компрессорных машин на НЗЛ, «Юбилейный сборник к столетию завода», 1958.
6. Раер Г. А. Исследование напряженного состояния в рабочем колесе центробежного нагнетателя, «Юбилейный сборник к столетию завода (НЗЛ), 1958.
7. Рис В. Ф. Расчет дисков турбомашин, изд. 2, М.—Л., Машгиз, 1959.

К главе V

1. Теория реактивных двигателей. Лопаточные машины. Под ред. Стечкина Б. С., М., Оборонгиз, 1956.
2. Холщевников К. В. Выбор параметров и расчет осевого компрессора, М., Оборонгиз, 1958.
3. Гофлин А. П. Аэродинамический расчет проточной части осевых компрессоров для стационарных установок, М.—Л., Машгиз, 1959.
4. Скубачевский Г. С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей, М., Оборонгиз, 1955.

К главе VI

1. Макарочкин М. Ф., Соболевский Ю. А. Фундаменты под машины, Минск, Госиздат, БССР, 1958.
2. Технические условия проектирования фундаментов под машины с динамическими нагрузками (СН—18—58), М., Госиздат по строительству, архитектуре и строительным материалам, 1958.
3. Берман Л. Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды, изд. 2, М.—Л., Госэнергоиздат, 1957.
4. Слободкин М. С. Трубопроводная арматура, Справочник, М., Машгиз, 1948.
5. Справочник механика, М., Госхимиздат, 1950.
6. Лейбо А. Н. Трубопроводы и арматура нефтеперерабатывающих заводов, изд. 2, М—Л., Гостоптехиздат, 1947.
7. Блейхер И. Г., Лисеев В. П. Компрессорные станции, М. — Киев, Машгиз, 1959.
8. Якадин А. И. Эксплуатация воздушных компрессоров, М—Л., Госэнергоиздат, 1948.
9. Справочник по применению и нормам расхода смазочных материалов, М., Гостоптехиздат, 1960.
10. Борохович А. И., Носырев Б. А. Испытание и наладка поршневых компрессоров на рудниках, Свердловск — М., Металлургиздат, 1954.
11. Гусев В. Ф Монтаж и наладка турбокомпрессоров, М., Машгиз, 1951.
12. Справочник по технике безопасности и промышленной санитарии, М., Машгиз, 1952.

АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Автоматизация компрессорных машин 577
— — — полная 577, 580
— — — частичная 577
Адиабата 59
— Пуассона 281
— ударная 282
Аппарат обратный направляющий (ОНА) 320, 355, 356, 434
Аппаратура пусковая компрессорных станций 553

Б

Блок дифференциальный 119
— цилиндров 119
Блокировка компрессора 579

В

Вихрь 289
— абсолютный 310
— в газовых потоках 289, 290, 308
Влажность газа относительная 80, 81, 85
Выбор числа пластин компрессора 229
Вязкость 17
— кинематическая 264
— масла 424

Г

Газ идеальный 9
Газгольдер 563, 564
— низкого давления (мокрый) 564
Газовая постоянная 9, 16, 156, 235, 350, 420, 476, 485, 527
Газодинамика 258
— общие положения и уравнения 258
— ступени 447

Д

Давление абсолютное 9
— барометрическое 83
— критическое 17
Давление масла 171
— парциальное водяных паров 73, 80
— постоянное 58
— промежуточное 58, 69, 71
— сжатия 221, 227
Движение газа безвихревое 289
— — — абсолютное 311
— — вихревое 289
— — криволинейное 287
— — относительное 305
Диаграмма индикаторная 37, 38, 53, 163, 227, 237
— — компрессора 187, 191, 227, 240
— — V, P 41, 58
— s, i 35
— s, T 34, 35, 41
Дизель-компрессор 126
— четырехступенчатый 126, 128
Диффузор 349
— безлопаточный 350, 389
— лопаточный 353, 433
— прямоканальный 358
— с криволинейными каналами 358
Дросселирование газа избыточное 163
— — на всасывании 370
— — — нагнетании 369, 370

З

Закон Ньютона второй 261
— термодинамики первый 268
Закрутка потока 490, 493
Защита компрессора 578
Зона нечувствительности регулятора 200, 201

И

Износ подшипников 111
— поршневых колец 142
— поршня 139
— шеек вала коренных 111
Изобара 35
Изотерма 35
Индицирование ротационных компрессоров 227, 586

Испытание нагнетателей 381
— поршневых компрессоров 257, 381

К

Качество профиля 523
Клапан всасывающий 38
— высокого давления 149
— — — запорный 571
— дисковый 148
— кольцевой 148
— — пластинчатый с пружинами 149
— комбинированный 150
— многооборотных компрессоров 160
Клапан нагнетательный 38, 53
— обратный 568
— перепускной 182
— предохранительный 566
— прямоточный 152, 160
Колесо центробежного компрессора насосного типа 415
— — — рабочее 317, 342, 347, 405
— — — с лопаткамн, загнутыми назад 342
— — — — — радиальными 342
Кольцо Рашига 554
Компрессор горизонтальный 106, 111, 134
— — оппозитный 113
— — средней производительности 121
— двухрядный 103
— — одноступенчатый 97
— кислородный 170
— — трехступенчатый 109
— крейцкопфный 107, 111, 170
— — малой производительности 115
— — средней производительности 115
— малой производительности 79, 82, 117
— осевой 265, 305
— — многоступенчатый 541
— ротационный многопластинчатый 243
— — однопластинчатый фреоновый 242
— средней производительности 82
— угловой 106, 113
— — с вертикально-горизонтальным расположением цилиндров 106
Компрессор угловой с наклонным расположением цилиндров 113
— центробежный 265, 287, 305
Компрессорная станция 548
— — с поршневыми вертикальными машинами 549
— — центральная 547, 549
— установка 546
Контроль автоматический 577
Коэффициент динамический 577
— — кинематический 142
— — масла 142
— наполнения абсолютный 425
— напора 418, 452, 477, 486, 538
— — осевого компрессора 531
— — ступени 538
— объемный 42, 488, 500, 513, 517
— — реального газа 46, 47
— трения дисков колеса 412
— утечек 74, 75, 78, 79
— характеристический 10

Л

Лубрикатор 170

М

Масла смазочные 581, 582, 583
Маслоотделитель 558, 560
Маслоснимать 147
Маслохозяйство 581
Масляная система компрессора 426
Масса суммарная противовеса 105
Маховик 94, 121
Модуль упругости 135
Момент двигателя 92
— инерции вращающихся масс 92
— маховой 94, 97, 98
Мощность двигателя 83
— индикаторная 83, 84, 85, 87
Мощность индикаторная 58, 81, 169
— многоступенчатого компрессора 81
— внутренняя ступени 81
— на валу компрессора 334, 335
— потребляемая 417
— привода компрессора 87
— удельная на валу компрессора 369, 370, 372, 378
Муфта жесткая 121
— упругая 246
— электромагнитная 179

Н

Нагрузка аэродинамическая 487
Напор адиабатический 324
— динамический 263
— полный 328
— пьезометрический 264, 267, 451
— скоростной 264, 268

О

Отжим всасывающих клапанов на части хода 184, 185
— — — полный 184
— — — частичный 184
Охлаждение водяное 246
— воздушное с принудительной циркуляцией воздуха 248
— газа 387
— компрессоров 387
— внешнее 390
— промежуточное 249
Очистка воздуха и газа от механических примесей 553

П

Перетечки газа 76
Подобие центробежных компрессоров геометрическое 365
— — — кинематическое 365
Показатель адиабаты 17, 24, 47, 50, 52, 66, 314, 350, 365, 391, 392, 394, 417, 421, 451, 477, 486, 527
— — идеального газа 23, 485
— — сжимаемых газов 392
— — температурный 190
— — — различных газов 36
Показатель адиабаты реального газа 25, 52
— отклонения сжимаемости 11
— политропы 19, 41, 189, 451, 452, 453, 474, 484, 485, 486, 520, 521
— — осевых компрессоров 527
— — сжатия 533
— — элементарной ступени 476
Поправка Стодола 325
— Экка 326
Поршень горизонтальных компрессоров 139
— дифференциальный 139, 140
— с дистанционным кольцом 141
— с наборными кольцами 140
Привод компрессорных установок 553
Прогиб вала суммарный 122
Продувка компрессора 561
Производительность весовая 334, 339, 417
— компрессора 71, 75, 84, 87, 179, 228
Профиль решетки 468
Прочность удельная 407
Пусковой момент двигателя 123
— период двигателя 122

Р

Работа газа отрицательная 20
— — положительная 20
— — результирующая 20
— — удельная 20
— индикаторная суммарная в многоступенчатом компрессоре 66
— клапана действительная 163
— — теоретическая 163
— номинальная индикаторная 49
— сжатия без охлаждения 393
— — с внешним охлаждением 391
Разгрузка компрессора автоматическая при пуске 204
Размеры основные центробежных компрессорных машин 415
Размещение клапанов в цилиндре 133
Распределение сжатия 60
Расход газа весовой 270, 331, 336, 527
— — объемный 326
— — — на всасывании 531
— масла 424
— охлаждающей воды 577
Регулирование автоматическое 579
— воздействием на клапаны цилиндров 184
— — — — — отжимом всасывающих клапанов 184
— — — — — перепускными клапанами 187
— давления 380
— двухступенчатое 202
— комбинированное 194
— плавное дросселированием газа 255, 256
— — изменением числа оборотов 255
— — перепуском воздуха или газа со стороны нагнетания на сторону всасывания 255, 256
— прерывистое периодическим включением и выключением электродвигателя 255

Регулирование производительности поршневых компрессоров автоматическое 177, 179, 197, 199, 380
— — — — воздействием на коммуникацию 180
— — — — изменением числа оборотов привода 180
— — — — плавное 177
— — — — повторными остановками 179
— — — — прерывистое 177
— — — — путем отсоединения от двигателя 179
— — — — ручное 177
— — ротационных компрессоров 255
— четырехступенчатое 202

С

Сальники 128, 142, 143, 145
Силы действующие 91
— инерции 90, 93, 98
— — возвратно-движущихся масс 90, 91, 93, 99, 107
— — второго порядка 99, 100, 103, 104
— — первого порядка 99, 100, 103
— — свободные 92, 99
— тангенциальные 93, 94
— центробежные 91,98
Синхронный режим работы 122
Система водоснабжения компрессорных станций и установок 557, 558, 559

Т

Температура критическая 10, 17
— точки росы 390
Теорема Гельмгольца 290
— Жуковского 297, 303, 457, 462
— кинематики вторая 307
— Стокса 294
— Эйлера 289, 292, 293, 302, 312, 450
Теория подобия центробежных компрессоров 362
Теплоемкость 16, 23, 32, 33, 385, 424
— весовая 33
— молярная 16
— сухого воздуха 385
Теплообмен 31, 40
— внешний 274, 474, 477
Теплопроводность 17
Теплосодержание воздуха 384
Техника безопасности на компрессорных установках 588

У

Узлы конструктивные поршневых компрессоров 128
Уравнение Ван-дер-Ваальса 9
— весового расхода 270
— Д. Бернулли 264
— движения газов и паров 270
— динамики при струйном движении газов и паров 261
— Клайперона 260
— напора 322
— первого закона термодинамики 260, 261
— политропы 330
— расхода 326, 327, 364, 458
— состояния реального газа 9, 10
— сплошности, или расходов, струйного движения газов и паров 268
— температурной политропы 27
— теплового баланса 328
Устройство промывное для очистки газов 556
Утечка газа 40, 141, 147, 224

Х

Холодильник концевой 174
— многотрубный 174
— радиаторного типа 176
— типа «труба в трубе», 175, 176
— элементный 175

Ц

Цикл адиабатический 19, 21, 23, 26, 34
— — двухступенчатый 62, 63
— компрессора действительный 19
— — изотермический 19, 21, 22, 62
— — многоступенчатый 17, 58
— — одноступенчатый 17
— — политропический 19, 21, 27
— ступени действительный 37

Ч

Число Кирпичева 314
— Маха 298, 299, 300, 314, 347, 452, 457, 467, 477, 486, 491, 537
Число Маха по относительной скорости 490, 523
— Нуссельта 314
— Прандтля 314

— Рейнольдса 264, 298, 299, 300, 314, 328, 363, 366, 412, 413, 457, 467, 474, 477

Э

Эксплуатация компрессорных машин 581
Электродвигатель компрессора 121, 257
Электромагнитное регулирующее устройство 199
Энтальпия 260, 268, 269
— действительная 474
— удельная 261

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3
Введение 5
Глава I. **Поршневые компрессорные машины** 9
Общие положения теории сжатия газов 9
Параметры газа и уравнения состояния 9
Теоретический цикл ступени поршневого компрессора 17
Количество отводимого тепла 31
Сжатие газа в поршневом компрессоре 37
Действительный цикл ступени 37
Коэффициент наполнения 42
Индикаторная мощность ступени 48
Многоступенчатое сжатие 58
Производительность компрессора и минутные объемы, всасываемые ступенями 73
Мощность компрессора и коэффициенты полезного действия 81
Основы конструирования поршневых компрессоров 88
Динамика поршневого компрессора 88
Уравнения кинематики для кривошипного механизма 88
Уравновешивание сил инерции 98
Многорядные компрессоры 99
Выбор средней скорости поршня и числа оборотов поршневого компрессора 105
Типы компрессоров 106
Схемы компрессоров 115
Привод компрессора 120
Конструктивные узлы поршневых компрессоров 128
Цилиндры 129
Поршни 136
Сальники 142
Клапаны 147
Смазка компрессоров 167
Холодильники 174
Регулирование производительности поршневых компрессоров 177
Регулирование воздействием на привод 179
Регулирование воздействием на коммуникацию 180
Регулирование воздействием на клапаны цилиндра 184
Регулирование присоединением дополнительных полостей 187
Регулирование уменьшением хода поршня 194
Комбинированное регулирование 199

Сопоставление способов регулирования 195
Автоматическое регулирование производительности 196
Автоматическая разгрузка при пуске 204

Глава II. **Ротационные компрессорные машины** 207

Классификация, преимущества и кинематические схемы 207
Расчет ротационного пластинчатого компрессора 214
Расчет компрессора с качающимся ротором 232
Расчет двухроторных нагнетателей (типа Рутс) 235
Расчет винтового компрессора (типа Лисхольм) 239
Некоторые выполненные конструкции ротационных компрессоров . . 242
Регулирование и привод ротационных компрессоров 255

Глава III. **Основные сведения теории движения газов и паров (газодинамика)** 258

Общие положения и уравнения 258
Распространение уравнений физики и термодинамики на движение элементарных частиц газов и паров 258
Уравнения динамики при струйном движении газов и паров 261
Энергетические уравнения струйного движения газов и паров . . . 268
Уравнение сплошности, или расходов струйного движения газов и паров 270
Некоторые приложения общих уравнений струйного движения газов и паров 271
Основные законы и характеристики движения газов 287
Криволинейное движение газа 287
Некоторые простейшие виды плоских газовых потоков 291
Понятие о вихревом потоке, теорема Стокса и ее следствия 294
Взаимодействие потока с твердыми стенками и телами 296
Силы взаимодействия потока с твердым телом 296
Относительное движение газа 305
Основные критерии подобия при термогазодинамических процессах 314

Глава IV. **Центробежные компрессорные машины** 316

Общие понятия, уравнения напора и расхода 316
Введение 316
Основные элементы проточной части 317
Уравнения напора 322
Уравнение расхода 326
Сжатие в ступени центробежного компрессора 328
Процессы сжатия. Понятие о к. п. д. 328
Напорный к. п. д. 334
Газодинамические характеристики 338
Основные параметры и особенности рабочих колес различного типа . 342
Диффузор, обратный направляющий аппарат, нагнетательная камера 350
Безлопаточный диффузор 350
Лопаточный диффузор и обратный направляющий аппарат с криволинейными каналами 353
Прямоканальный диффузор и сопряженный обратный направляющий аппарат 358
Нагнетательная камера (улитка) 360
Основы теории подобия 362
Методы изменения характеристик машин (регулирование) 367

Характеристика сети 367
Дросселирование на нагнетании 369
Изменение характеристик дросселированием на всасывании 370
Изменение характеристик закручиванием потока 373
Изменение характеристик перестановкой лопаток в диффузорах . . 375
Изменение характеристик снижением или повышением числа оборотов 376
Автоматическое регулирование 380
Испытания. Методы пересчета характеристик 381
Особенности охлаждаемых машин 387
Способы охлаждения. Изотермический к. п. д. 387
Распределение отношения давлений по секциям. Число охлаждений 392
Охлаждающие устройства 396
Особенности характеристик компрессоров 398
Особенности работы компрессоров при значительном изменении удельного веса газа 402
Особенности проточной части компрессоров 404
Замечания по расчетам на прочность ротора 405
Потери на утечки и трение дисков. Осевое усилие 410
Определение основных размеров центробежных компрессорных машин 415
Порядок расчета, если n не задано 417
Порядок расчета, если n задано 418
Влияние удельного веса. 420
Проектирование по методу подобия 421
Пример расчета проточной части 427
Общие замечания 427
Определение основных величин 428
Определение основных размеров колес 430
Определение основных размеров диффузоров 433
Определение основных размеров обратного направляющего аппарата 434
Некоторые выполненные конструкции центробежных компрессорных машин 435

Глава V. **Осевые компрессорные машины** 443

Исходные положения и уравнения 443
Принцип действия и конструктивная схема проточной части 443
Газодинамика ступени 447
Силы, действующие на профиль в решетке 455
Основные газодинамические характеристики профилей в решетке . . 466
Теория ступени осевого компрессора 472
Основные характеристики элементарной ступени и ее частей 472
Основные положения методики расчета элементарной ступени . . . 485
Основные газодинамические зависимости для полной ступени осевого компрессора 496
Распределение газодинамических параметров по высоте лопаточного аппарата 503
Многоступенчатое сжатие в осевом компрессоре 526
Некоторые сведения о характеристиках и конструкциях осевых компрессоров 539

Глава VI. **Компрессорные установки и станции** 546

Общие сведения о компрессорных станциях 546
Очистка воздуха и газа от механических примесей 553
Охлаждающие устройства и водоснабжение 556

Воздухосборники, буферные емкости и газгольдеры 562
Предохранительные и обратные клапаны 566
Трубопроводы, арматура и контрольно-измерительные приборы . . 569
Основные положения автоматизации компрессорных машин 577
Некоторые сведения по эксплуатации компрессорных машин 581
Смазочные масла и маслохозяйство 581
Испытание компрессоров 586
Ремонт оборудования в компрессорных станциях 587
Технический учет и отчетность 588
Техника безопасности 588
Литература 589
Алфавитный указатель 592

К. И. Страхович, М. И. Френкель, И. К. Кондряков, В. Ф. Рис

КОМПРЕССОРНЫЕ МАШИНЫ

* * *

Редактор Н. Г. НИКОЛАЕВА Техн. редактор Э. М. ЭЛЬКИНА
Корректоры З. М. БРАИЛОВСКАЯ и Н. В. ВЕЛИКСОН
Переплет художника Ю. А. ВАСИЛЬЕВА

Т-08975. Подписано в печать 23/VIII 1961 г. Формат 60 × 90¹/₁₆. Печ. л. 37,5. Уч.-изд. л. 34,96. Тираж 10 000 экз. Заказ 1930. Цена 1 р. 42 к.

Ленинградский Совет народного хозяйства. Управление полиграфической промышленности. Типография № 1 «Печатный Двор» имени А. М. Горького. Ленинград, Гатчинская, 26.

Отпечатано с матриц типографии № 1 «Печатный Двор» им. А. М. Горького в типографии им. Котлякова Госфиниздата СССР. Ленинград, Садовая, 21. Заказ 1117.