

Несмотря на то что принцип работы винтового компрессора известен с 1878 г., широкое использование компрессоров этого типа началось лишь в 40-х годах, а в области холодильного машиностроения — в 60-х годах XX в.

Отечественные винтовые холодильные маслозаполненные компрессоры серийно выпускаются с 1973 г. [15, 33]. Основными критериями применения типа холодильного компрессора являются технико-экономическая эффективность и технический уровень показателей качества [2].

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА

Геометрические характеристики

Геометрические характеристики (а следовательно, энергетическая и объемная эффективность, масса, габаритные размеры и прочностные параметры) винтового компрессора зависят от профиля зубьев и от геометрического соотношения винтовой части роторов.

Профили зубьев в торцевом сечении могут быть различные — окружные, эллиптические; асимметричные (рис. 2.2) и др. В настоящее время наибольшее применение в винтовых компрессорах нашли асимметричные профили зубьев роторов.

Геометрические параметры винтов с теоретическим асимметричным профилем зубьев, применяемых в отечественных винтовых маслозаполненных холодильных компрессорах, приведены в табл. 2.1.

Основными геометрическими параметрами являются относительная длина $\bar{L} = L/D_e$, угол закрутки τ , относительная высота головки \bar{r} , радиус r_0 , характеризующий головку зуба, и число зубьев z . В СССР параметрические ряды винтовых маслозаполненных холодильных компрессоров строят на основе двух значений \bar{L} , равных 1,35 и 0,9. В некоторых зарубежных конструкциях значение \bar{L} достигает 2,2.

На конструкцию компрессора влияет и угол закрутки τ_{13} — угол, на который развернут торец винтовой части со стороны нагнетания по отношению к торцу со стороны всасывания. Углы закрутки ведущего ротора выбирают в пределах от 270 до 350°. Для отечественных компрессоров углы закрутки τ_{13} приняты равными 304 и 270° соответственно при относительной длине ротора \bar{L} , равной 1,35 и 0,9. Эти углы закрутки немного больше предельного значения ($\tau_{13} > \tau_{13, \text{пред}}$).

Предельными углами закрутки винтов называют такие углы, при которых пар-

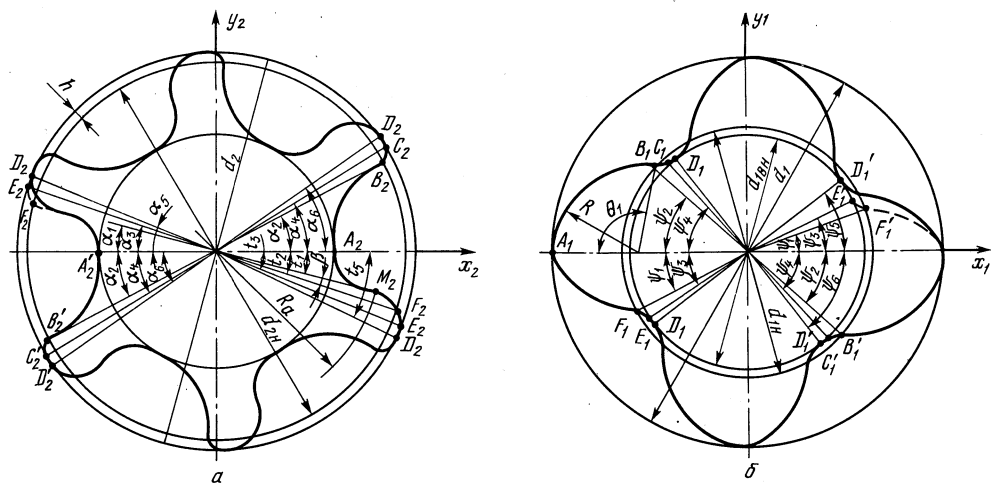


Рис. 2.2. Теоретический асимметричный профиль винтов в торцевом сечении с эвольвентным участком (сплошная линия) и обычный (пунктир):

a — обычный профиль (СКБ-К) ведомого ротора: $\alpha_1 = 13^\circ 8' 32,64''$; $\alpha_2 = 28^\circ 14,41,28''$; $\alpha_3 = 16^\circ 53' 32,64''$; $\alpha_4 = 31^\circ 59' 41,28''$; $\alpha_5 = 22^\circ 26' 55,68''$; $\alpha_6 = 37^\circ 33' 4,32''$; $t_1 = 14^\circ 41' 13''$; $t_2 = 18^\circ 20' 6''$; $t_3 = 22^\circ 5' 6''$; $\beta = 3^\circ 38' 53''$; $\alpha_2 = 28^\circ 14' 3''$; $\alpha_4 = 31^\circ 59' 24''$; $t_5 = 25^\circ 02' 51''$; $\alpha_6 = 34^\circ 57' 09''$; b — обычный профиль (СКБ-К) ведущего ротора: $\psi_1 = 27^\circ 30' 13''$; $\psi_2 = 42^\circ 22' 1''$; $\psi_3 = 33^\circ 7' 43''$; $\psi_4 = 47^\circ 58' 24''$; $\theta_1 = 101^\circ 25' 23''$; $\psi_5 = 37^\circ 34' 09''$; $\psi_6 = 52^\circ 25' 51''$

2.1. Геометрические параметры винтов с асимметричным профилем

Параметр	Типоразмер винта												
	Д50	Д63	Д80	Д100	Д125	Д160	Д200	Д250	Д315	Д400	Д500	Д630	
Диаметр окружности, мм													
Выступов $d_1 = d_2$	50,00	63,00	80,00	100,00	125,00	160,00	200,00	250,00	315,00	400,00	500,00	630,00	
начальной	32,00	40,32	51,20	64,00	80,00	102,40	128,00	160,00	201,60	256,00	320,00	403,20	
ведущего винта $d_{1н}$	48,00	60,48	76,80	96,00	120,00	153,60	192,00	240,00	302,40	384,00	480,00	604,80	
ведомого винта $d_{2н}$	30,00	37,80	48,00	60,00	75,00	96,00	120,00	150,00	189,00	240,00	300,00	378,00	
внутренний $d_{1вн} = d_{2вн}$	11,00	13,86	17,60	22,00	27,50	35,20	44,00	55,00	69,30	83,00	110,00	138,60	
	$L = 0,9d_1$ при $\tau_{13} = 270^\circ$ и $L = 1,0d_1$ при $\tau_{13} = 300^\circ$												
Межцентровое расстояние A , мм	40,00	50,40	64,00	80,00	100,00	128,00	160,00	200,00	252,00	320,00	400,0	504,00	
Ход нарежки винта, мм													
ведущего	60,00	75,60	96,00	120,00	150,00	192,00	240,00	300,00	378,00	480,00	600,00	756,00	
ведомого	90,00	113,40	144,00	180,00	225,00	288,00	360,00	450,00	567,00	720,00	900,00	1134,00	
Длина винтов													
$L = 0,9d$	45,00	57,00	72,00	90,00	115,00	144,00	180,00	225,00	284,00	360,00	450,00	565,00	
$L = 1,0d$	50,00	63,00	80,00	100,00	125,00	160,00	200,00	250,00	315,0	400,0	500,00	630,00	
	$L = 1,35d_1$ при $\tau_{13} = 304^\circ$ и $L = 1,5d$ при $\tau_{13} = 337^\circ$												
Ход нарежки винтов, мм													
ведущего h_1	80,00	100,00	128,00	160,00	200,00	256,00	320,0	400,00	504,00	640,00	800,00	1008,00	
ведомого h_2	120,00	151,00	192,00	240,00	300,00	384,00	480,00	600,00	756,00	960,00	1200,00	1512,00	
Длина винтов, мм													
$L = 1,35d_1$	68,00	85,00	110,00	135,00	170,00	220,00	270,00	340,00	425,00	540,00	675,00	850,00	
$L = 1,5d_1$	75,00	95,00	120,00	150,00	188,00	240,00	300,00	375,00	472,00	600,00	750,00	945,00	
Площадь впадин зубьев винтов, мм													
ведущего	1,74	2,75	4,44	6,94	10,85	17,77	27,77	43,39	68,89	111,09	173,57	275,57	
ведомого	1,24	1,97	3,18	4,97	7,76	12,72	19,88	31,06	49,31	79,51	124,23	197,23	
Объем парной полости, см ³													
$L/d_1 = 0,9$	13,25	26,50	54,30	106,00	207,00	434,20	848,00	1656,00	3313,00	6784,00	13250,00	26505,00	
$L/d_1 = 1,0$	14,30	28,60	58,60	114,40	223,00	468,00	915,00	1787,00	3575,00	7320,00	14297,00	28600,00	
$L/d_1 = 1,35$	19,30	38,60	79,10	154,50	301,80	632,80	1236,00	2414,00	4829,00	9888,00	19312,00	38632,00	
$L/d_1 = 1,5$	20,86	41,70	85,40	166,90	325,90	683,50	1335,00	2607,40	5215,80	10680,00	20855,00	41726,00	
Момент инерции, см ⁴													
I_{1xx}	14,30	36,00	93,60	228,60	558,00	1498,00	3657,00	8930,00	22508,00	58524,00	142880,00	360130,00	
I_{2xx}	13,75	34,70	90,00	220,00	537,00	1441,00	3518,00	8590,00	21650,00	56294,00	137440,00	346410,00	

ная полость оказывается полностью освобожденной от заполняющего ее зуба ведомого винта в момент начала сжатия газа,

$$\tau_{1 \text{ з. пред}} = 2\pi - 2\pi/z_1 - 2\beta_{01},$$

где z_1 — число зубьев на ведущем винте; β_{01} (α_{01}) — угол между линией центров и лучом, проведенным через центр ведущего винта и вершину его зуба в положении начала сжатия.

Увеличение углов закрутки сверх предельных значений приводит к неполному использованию объема парных полостей, так как к моменту начала сжатия парная полость со стороны нагнетания не полностью освобождается от заполняющего ее зуба ведомого винта.

Относительную высоту головки зубьев ведущего винта $\bar{r}_1 = r/r_{1н}$ желательно принимать возможно большей, так как при этом увеличивается теоретическая производительность компрессора. Однако увеличение \bar{r}_1 приводит к уменьшению жесткости роторов. Для ведомого винта $\bar{r}_2 = r_0/r_{1н}$, при этом $D_{e1} = D_{e2}$; $\bar{r}_1 = (i_{12} - 1) + \bar{r}_2$.

В современных компрессорах $\bar{r}_1 = 0,56 \dots 0,65$ и $\bar{r}_2 = 0,0625$. С увеличением головки зуба ведомого винта r_0 возрастают осевая негерметичность зацепления и крутящий момент на ведомом винте, направленный против вращения винта, в результате чего повышается нагрузка в маслозаполненных компрессорах без шестерен связи между роторами на площадке контакта винтов.

Схема с четырьмя зубьями на ведущем роторе и шестью на ведомом обеспечивает наилучшую равнопрочность на изгиб обоих роторов. Это важно для холодильных компрессоров, работающих при больших значениях степени повышения давления.

Законы образования профильных поверхностей и кинематика являются общими для зацеплений винтов в винтовых компрессорах и зубчатых колес в зубчатых передачах. При профилировании винтов компрессора решают задачу зацепления: находят уравнение сопряженного профиля по выбранному профилю одного из винтов, определяют линию зацепления, а также линию контакта винтов. Огибаемый и огибающий профили должны удовлетворять теореме зацепления, быть простыми в изготовлении, обеспечивать минимальные площадь треуголь-

ной щели и защемленный объем. Треугольная щель находится в плоскости, проходящей через расточки корпуса цилиндров и верхнюю точку линии контакта винтов, и ограничивается гребнем расточки корпуса и кривыми пересечения винтовых поверхностей зубьев с упомянутой плоскостью. Линия контакта должна быть минимальной длины и не должна иметь разрывов петель и точек возврата.

Линией контакта называется линия непосредственного соприкосновения винтовых поверхностей (теоретических) или условная линия контакта — линия максимального сближения винтовых поверхностей (номинальная). Зазоры между винтами по профильному контуру рассматриваются по условным линиям контактов винтов. Линия зацепления представляет собой совокупность точек касания сопряженных профилей на неподвижной плоскости. Линии зацепления 1—2—3—4—5—6 (проекция слева) и контакта асимметричного профиля ведущего и ведомого винтов (проекция справа) показаны на рис. 2.3.

Качество профиля роторов оценивают с помощью критериев, которые характеризуют совершенство роторов как рабочих органов. При этом сравнивают характеристики компрессоров с исследуемым и эталонным профилем зубьев. Эталонный профиль зубьев симметричный, окружной. Ведущий ротор имеет четыре зуба с углом закрутки 288° , состоящих из одной ножки.

Основными являются следующие критерии:

коэффициент использования объема

$$\Omega = V_0/V_k,$$

где V_0 — объемная теоретическая производительность компрессора за один оборот ведущего ротора; V_k — объем расточки корпуса;

коэффициент расхода

$$\varphi = \frac{V_r}{F_k u} = \frac{1}{\pi} \frac{z_2}{z_1} \Omega \bar{L},$$

где V_r — объемная теоретическая производительность винтового компрессора; F_k — торцевое сечение расточки корпуса; u — окружная скорость на начальном цилиндре винта;

относительная длина винтов

$$\bar{L} = L/d_1,$$

где L — длина ротора;

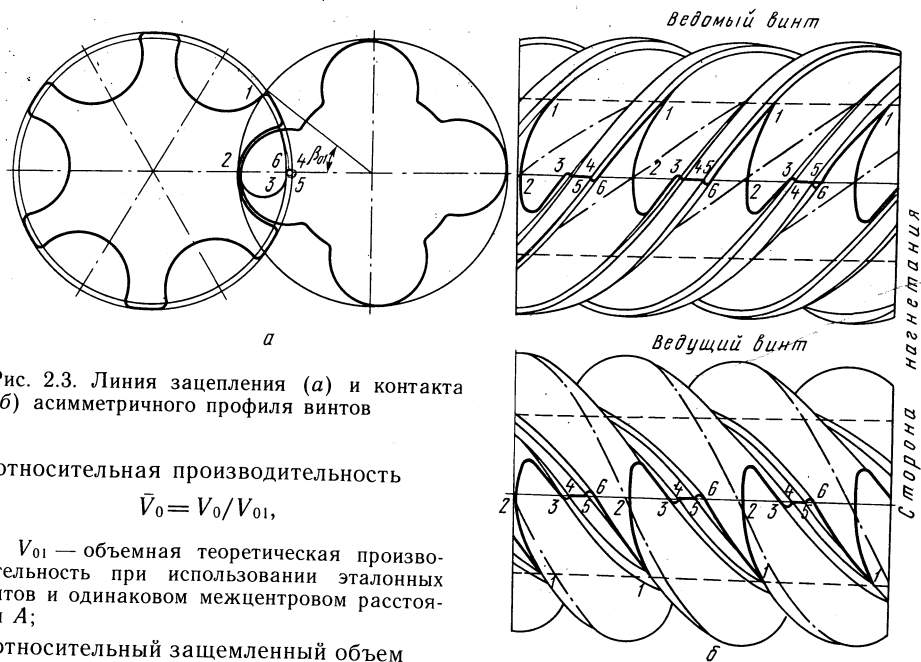


Рис. 2.3. Линия зацепления (а) и контакта (б) асимметричного профиля винтов

относительная производительность

$$\bar{V}_0 = V_0/V_{01},$$

где V_{01} — объемная теоретическая производительность при использовании эталонных винтов и одинаковом межцентровом расстоянии A ;

относительный защемленный объем

$$\bar{V}_3 = V_3/V_{п.п.},$$

где V_3 — наибольший защемленный объем; $V_{п.п.}$ — объем парной полости;

относительная площадь треугольной щели

$$\bar{S}_\tau = S_\tau/\sqrt[3]{V_{п.п.}^2},$$

где S_τ — площадь треугольной щели;

относительная длина линии контакта

$$\bar{l} = l/\sqrt[3]{V_{п.п.}},$$

где l — длина линии контакта винтов на длине их осевого шага;

относительная неуравновешенная осевая площадь ведомого винта

$$\bar{F}_{н2} = F_{н2}/F_{32},$$

где $F_{н2}$ — неуравновешенная осевая площадь боковых поверхностей зубьев ведомого винта, ограничивающих впадину; F_{32} — площадь, ограниченная линией зацепления, лежащей внутри начальной окружности ведомого винта;

относительная стрела прогиба винта

$$\bar{f}_2 = f_i/f_3,$$

где f_i — стрела прогиба рассматриваемого винта; f_3 — стрела прогиба эталонного винта.

Характеристики винтовых компрессоров с эталонным, симметричным круговым, асимметричным и эллиптическим профилями зубьев приведены в табл. 2.2.

Винтовые компрессоры с асимметричным профилем зубьев имеют более высокую энергетическую эффективность, чем компрессоры с окружными (КПД выше на 6...10 %).

Теоретические контуры зубьев с асимметричным профилем СКБ-К образуются следующими кривыми (см. рис. 2.2) [23, 24]:

на ведущем винте участок A_1B_1 — дугой окружности радиуса R , центр которой лежит внутри начальной окружности диаметром $d_{1н}$; участки B_1C_1 и E_1F_1 — гипоциклоидой, которая образуется точкой окружности диаметром $(d_{1н} - d_{1вн})/2$, катящейся по внутренней стороне начальной окружности ведущего винта; участки C_1D_1 и D_1E_1 — дугой окружности диаметром $d_{1вн}$; участок F_1A_1 — эпициклоидой, образованной точкой F_2 начальной окружности ведомого винта при качении последней по начальной окружности ведущего винта;

на ведомом винте участок A_2B_2 — огибающей кривой дуги окружности A_1B_1 профиля ведущего ротора; участки B_2C_2 и E_2F_2 — эпициклоидой, которая образуется точкой окружности диаметром

2.2. Геометрические характеристики винтовых компрессоров

Профиль зубьев	Наибольший объем парных полостей $V_{п.п}$	Объем, всасываемый за один оборот ведущего винта, V_v	Длина винта L	Длина линии контакта винтов на длине осевого шага винтов l	Площадь треугольной щели S_T	Площадь, ограниченная линиями зацепления, $F_{з2}$	Относительная производительность \bar{V}_0	Коэффициент расхода φ
Эталонный	$0,262A^3$	$1,05A^3$	1,8A	1,30A	$0,0018A^2$	$0,0584A^2$	1	0,193
Симметричный окружной	$0,3363A^3$	$1,35A^3$	1,875A	1,42A	$0,0025A^2$	$0,0742A^2$	1,285	0,23
Асимметричный СКБ-К	$0,3141A^3$	$1,26A^3$	1,687A	1,57A	$0,0014A^2$	$0,0442A^2$	1,196	0,206
Эллиптический	$0,312A^3$	$1,25A^3$	1,687A	1,55A	$0,0024A^2$	$0,082A^2$	1,88	0,204

Продолжение

Профиль зубьев	Коэффициент использования объема Ω	Относительная длина винтов L	Относительная длина линии контакта \bar{l}	Относительная площадь треугольной щели \bar{S}_T	Относительный защемленный объем		Относительная неуравновешенная площадь ведомого винта $\bar{F}_{н2}$	Относительная стрела прогиба винта	
					на всасывании $\bar{V}_{з.в}$	на нагнетании $V_{з.н}$		ведущего \bar{f}_1	ведомого \bar{f}_2
Эталонный	0,269	1,5	2,03	0,0044	0	0	0	1	1
Симметричный окружной	0,309	1,56	2,04	0,0052	0	0	-0,0135	1,42	1,42
Асимметричный СКБ-К	0,319	1,35	2,32	0,00021	0,0055	0,0014	0,167	0,862	—
Эллиптический	0,317	1,35	2,28	0,0035	0,00054	0,00054	0,428	0,862	—

Примечание. Здесь A — межцентровое расстояние.

$h_2 = (d_2 - d_{2н})/2$, катящейся по наружной стороне начальной окружности ведомого ротора; участки C_2D_2 и D_2E_2 — дугой окружности диаметра d_2 ; участок F_2A_2 — удлиненной эпициклоидой, образованной точкой A_1 наружной окружности ведущего винта при качении последней по начальной окружности ведомого винта.

Асимметричный профиль зубьев с эвольвентным участком характеризуется способностью работать в условиях возросших нагрузок. Теоретический контур зубьев ведущего винта данного профиля, показанный сплошной линией на рис. 2.2, формируется на участке A_1B_1 — дугой окружности радиуса Γ , центр которой лежит внутри начальной окружности с диаметром $d_{1н}$; на участках B_1C_1 и E_1F_1 — гипоциклоидой, которая об-

разуется точкой окружности диаметром $(d_{1н} - d_{1вн})/2$, катящейся по внутренней стороне начальной окружности ведущего винта; на участках C_1D_1 и D_1E_1 — дугой окружности диаметра $d_{1вн}$; на участке F_1A_1 — огибающей кривой эвольвенты M_2F_2 профиля ведомого винта.

Теоретический контур зубьев данного профиля ведомого винта формируется: на участке A_2B_2 — огибающей кривой дуги окружности A_1B_1 профиля ведущего винта; на участках B_2C_2 и E_2F_2 — эпициклоидой, которая образуется точкой окружности с диаметром $(d_2 - d_{2н})/2$, катящейся по наружной стороне начальной окружности ведомого винта; на участках C_2D_2 и D_2E_2 — дугой окружности диаметра d_2 ; на участках A_2M_2 — удлиненной эпициклоидой, образованной точкой A_1 наружной окружности веду-

2.3. Основные геометрические соотношения винтовой части роторов типоразмерного ряда

Параметр	Маслозаполненные компрессоры			
	Основной ряд	Дополнительные ряды		
		Первый	Второй	Третий
Относительная длина винтовой части роторов L/d_1	1,35	0,9	1,0	1,5
Угол закрутки ведущего ротора τ_{13}	304	270	300	337
Число зубьев ротора ведущего z_1	4	4	4	4
ведомого z_2	6	6	6	6
Относительная высота головок зубьев ротора ведущего \bar{r}_1	0,5625	0,5625	0,5625	0,5625
ведомого \bar{r}_2	0,0625	0,0625	0,0625	0,0625
Ход нарезки ведущего винта h_1	$1,6d_1$	$1,2d_1$	$1,2d_1$	$1,6d_1$
Ход нарезки ведомого винта h_2	$2,4d_1$	$1,8d_1$	$1,8d_1$	$2,4d_1$
Угол наклона винтовых линий на начальных цилиндрах винтов	$51^\circ 29' 17,208''$	$59^\circ 10' 11,772''$	59°	51°

щего винта при качении последней по начальной окружности ведомого винта; на участке M_2F_2 — эвольвентой с начальной окружностью радиуса r_a .

Основные геометрические параметры винтов (табл. 2.3) выражают в долях базового размера. В качестве базового размера выбран наружный диаметр ведущего винта d_1 . Базовые размеры соответствуют ГОСТ 8032—86 «Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел».

Типоразмерный ряд винтов для винтовых компрессоров имеет асимметричный профиль зубьев с отношением $b/h_1 = 1,2$ и $b'/h = 0,59$ (где b — ширина передней по ходу вращения сторон профиля ведущего ротора, h — высота зуба, b' — ширина тыльной стороны профиля зуба) и относительную высоту головки зуба ведущего винта и ведомого винтов r_1 и r_2 соответственно 0,5625 и 0,0625.

С увеличением числа зубьев жесткость роторов возрастает, но сокращается объем впадин между зубьями и уменьшается производительность при одинаковых d_1 и L/d_1 . Выполнение ведущего ротора с числом зубьев $z_1 = 4$ и ведомого с числом зубьев $z_2 = 6$ обеспечивает равнопрочность роторов и изготовление с одинаковыми наружными диаметрами $d_1 = d_2$.

Относительная длина винтовой части роторов винтовых компрессоров L/d_1 равна 0,9...2,2 [9, 19] (относительная

длина роторов выше 1,6 относится к винтовым поджимающим компрессорам или к компрессорам, ограниченным в работе по рабочей разности давлений). Уменьшение L/d_1 при той же производительности ведет к увеличению диаметра роторов и снижению их прочности. Это позволяет уменьшить зазоры между роторами, увеличить площадь всасывающего и нагнетательного окон, обеспечить получение стабильных геометрических размеров зубьев роторов по длине из-за уменьшения возможности прогиба роторов при нарезке на станке.

Значения углов закрутки на ведущем роторе выбирают в пределах $260...310^\circ$ [19]. Увеличение угла закрутки позволяет повысить геометрическую степень сжатия в компрессоре, увеличить площадь окон всасывания и нагнетания, но одновременно приводит к сокращению свободного объема парных полостей, так как к началу сжатия парные полости не освобождаются от зубьев на стороне нагнетания.

Применение асимметричного профиля зубьев с указанными геометрическими соотношениями винтовой части роторов типоразмерного ряда (см. табл. 2.1) в отечественных винтовых маслозаполненных компрессорах обеспечивает работу их в большом диапазоне производительностей при требуемых перепадах и степенях повышения давлений и синхронном вращении ведущего ротора

компрессора с валом электродвигателя, а также получение высоких технико-экономических показателей.

Высокая энергетическая эффективность работы винтовых компрессоров малой производительности при простой и надежной конструкции достигается путем применения профилей зубьев роторов с соотношением чисел зубьев ведущего и ведомого роторов 5×6. Профиль Sigma, используемый в воздушных винтовых маслозаполненных компрессорах фирмы Kaeser (ФРГ) производительностью 99...204 м³/ч [9], имеет число зубьев на ведущем роторе 5 и на ведомом — 6; диаметр ведущего винта больше, чем наружный диаметр ведомого. Энергетическая эффективность таких компрессоров на 15...20% больше, чем компрессоров с асимметричным профилем зубьев. Фирмы Hitachi (Япония), Bitzer и MANGHN (ФРГ) и др. в винтовых компрессорах с теоретической производительностью от 250 м³/ч и ниже применяют асимметричные профили с числом зубьев на ведущем и ведомом роторах 5×6 или 5×7 с неодинаковыми диаметрами роторов.

Поперечный разрез асимметричного профиля зубьев (Япония) с зацеплением (5×6) показан на рис. 2.24. Форма зубьев от дуги к дуге образуется путем последовательного подбора кривых [21]:

на ведомом роторе: дуга $a_1—b$ описывается радиусом R_7 с центром в точке S ; кривая $b—c$ определяется дугой $g—h$, образующей профиль зуба ведущего ротора; дуга $c—d$ описывается радиусом R_3 с центром в точке P ; дуга $d—l$ описывается радиусом R_4 с центром в точке Q на продолжении линии $d—P$; дуга $e—d_2$ описывается радиусом R_5

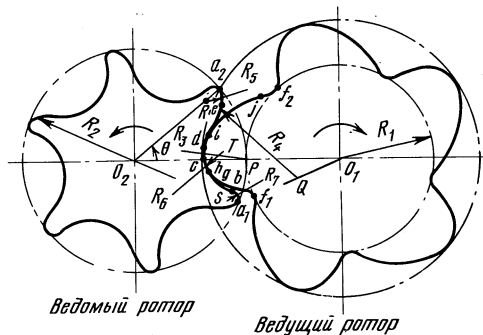


Рис. 2.4. Асимметричный профиль винтов (Япония) с зацеплением 5×6

с центром в точке R ; дуга $a_2—a_1$ описывается радиусом R_2 с центром в точке O_2 , которая является центром окружности ведомого винта;

на ведущем роторе: кривая $f_1—g$ определяется дугой $a_1—b$, образующей профиль зуба ведомого винта; дуга $g—h$ описывается радиусом R_6 с центром в точке T , расположенной на делительной окружности; кривая $i—j$ определяется дугой $d—e$, описывающей профиль зуба ведомого винта; кривая $j—f_2$ определяется дугой $e—a_2$, образующей профиль зуба ведомого винта; дуга $f_2—f_1$ описывается радиусом R_1 с центром в точке O , являющейся центром ведущего винта.

Значения (в мм) радиусов каждой части зубьев применительно к воздушному компрессору мощностью 11 кВт приведены ниже для диаметров роторов: ведущего 105 мм и ведомого 84 мм.

R_1	35	R_5	6
R_2	42	R_6	6,343
R_3	17,5	R_7	1,5
R_4	42		

Характеристики винтовых компрессоров с асимметричным профилем зубьев и зацеплением 4×6 и 5×6 приведены в табл. 2.4.

2.4. Характеристики винтовых компрессоров (Япония) с асимметричным профилем винтов и зацеплением 4×6 и 5×6

Параметр	Асимметричный профиль с зацеплением	
	4×6	5×6

Наружный диаметр винта, мм		
ведущего	102	105
ведомого	102	84
Расстояние между осями роторов, мм	80	77
Угол наклона винтовой линии к оси зуба на делительном цилиндре винта	57,4131°	56,0236°
Длина ротора, мм	107,1	123,5
Профильный коэффициент	0,502	0,401
Объем нагнетания, см ³ /об	543	540
Площадь зазоров в зацеплении, мм ²	4,2	1,7
Длина линии зацепления, мм	414	401

При одинаковых режимах работы (частота вращения ведущего ротора, отношение давлений, одинаковые зазоры между полостями) адиабатный КПД компрессора с принятой формой зубьев роторов по сравнению с традиционной формой зубьев на 8 % выше и компрессор имеет более высокую производительность.

Геометрические характеристики винтов приводят для теоретически герметичного зацепления.

Теоретически герметичным называют зацепление винтов, которое при идеальном изготовлении винтов и корпуса должно обеспечивать герметичность между областями нагнетания и всасывания (это достигается непрерывностью линии контакта), а также герметичность между парными полостями, т. е. в осевом направлении.

Однако в реальных конструкциях винтовых компрессоров предусматривают зазоры между винтами по линии контакта, а также радиальные и торцевые зазоры между винтами и корпусом. Величина зазоров зависит от следующих факторов: тепловых деформаций рабочих элементов, силовых деформаций корпуса и роторов, осевого перемещения роторов, всплытия роторов при образовании масляного клина в подшипниках; углового люфта, обусловленного боковым зазором в шестернях встроенного редуктора.

Величина зазоров сильно влияет на объемные и энергетические характеристики, а также на массогабаритные показатели компрессора. Величину зазоров выбирают таким образом, чтобы в рабочем состоянии были выдержаны переменные рациональные зазоры между отдельными сопряженными участками профильных поверхностей в сочетании с постоянными зазорами на других участках (в торцевом сечении винтов).

Создание безопасных эксплуатационных зазоров между винтами осуществляется путем занижения теоретического профиля ведомого винта при номинальном межцентровом расстоянии. При этом переходят от теоретического профиля винтов к номинальному. Под номинальным профилем подразумевается истинный (производственный) профиль в торцевом сечении, построенный без учета технологических погрешностей нарезки винтов и их монтажа. Величина занижения теоретического профиля ведомого

винта с нарезными диаметрами 100...315 мм определяется расчетным методом и находится в диапазоне 0,04...0,79 мм.

Величины профильных зазоров между зубьями роторов после их изготовления обязательно контролируются в приспособлении. Схема профильных зазоров в нормальном сечении показана на рис. 2.5, а величины действительных зазоров для маслозаполненных компрессоров приведены в табл. 2.5.

Соблюдение малых зазоров между профильными поверхностями винтов, соответствующая высокая точность их изготовления связаны с необходимостью применения аналитических методов решения зацеплений. В основу аналитических методов в теории зацеплений положены дифференциальная геометрия и законы кинематического взаимодействия звеньев [18].

В СССР предусмотрена полная унификация типа профилей зубьев и геометрических размеров роторов холодильных и газовых маслозаполненных винтовых компрессоров [19, 22]. Геометрические размеры роторов, межцентровые расстояния, допуски на них, зазоры рассчитаны для отдельных типов профилей и сведены в руководящие технические материалы для всего параметрического ряда винтовых компрессоров.

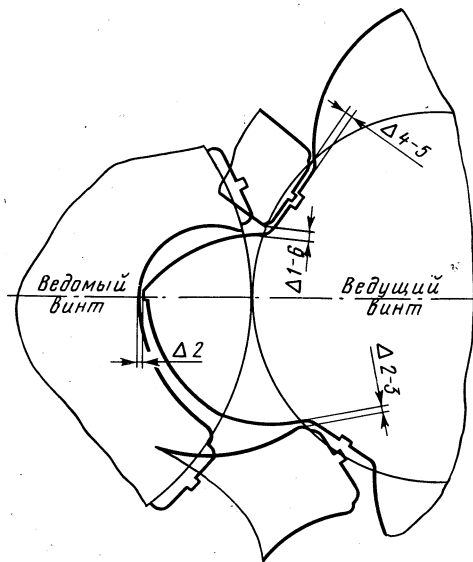


Рис. 2.5. Схема профильных зазоров

2.5. Действительные зазоры в нормальном сечении для маслозаполненных компрессоров при $t_n \leq 100^\circ\text{C}$

Обозначение зазора	Типоразмер винта											
	Д50	Д63	Д80	Д100	Д125	Д160	Д200	Д250	Д315	Д400	Д500	Д630
<i>Радиальный зазор</i>												
$(\Delta 4 - 5)_{\min} = \Delta 2_{\min}$	30	30	40	50	60	80	100	120	150	190	240	300
$(\Delta 4 - 5)_{\max} = \Delta 2_{\max}$	60	70	90	100	120	140	170	200	240	300	360	440
$\beta_n = 51^\circ 29' 17,208''$												
<i>Боковой зазор; «толстая сторона»</i>												
$(\Delta 2 - 3)_{\min}$	20	20	20	30	30	40	50	60	80	100	120	150
$(\Delta 2 - 3)_{\max}$	60	70	70	80	100	120	140	160	190	240	280	350
$\Delta 1 - 6$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\beta_n = 59^\circ 10' 11,778''$												
$(\Delta 2 - 3)_{\min}$	15	15	15	20	25	35	40	50	65	80	105	130
$(\Delta 2 - 3)_{\max}$	55	65	65	70	90	110	125	150	180	215	265	330
$\Delta 1 - 6$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Примечание. Измерение бокового зазора в приспособлении производится по линии контакта 1—6, при этом зазор $\Delta 2 - 3 = 0$.

Объемная производительность

Холодопроизводительность винтового компрессора пропорциональна действительной объемной производительности

$$V_g = V_\tau \lambda,$$

где теоретическая объемная производительность

$$V_\tau = V_{п.п} z_1 n_1.$$

Диаметр наружной окружности ведущего ротора

$$d_1 = \left\{ 3,14(V_{г0})z_1 u_1 \left[\frac{f_{1п} + f_{2п}}{d_1^2} \frac{L}{d_1} - \frac{\Delta W_0}{d_1^3} \right] \right\}^{0,5},$$

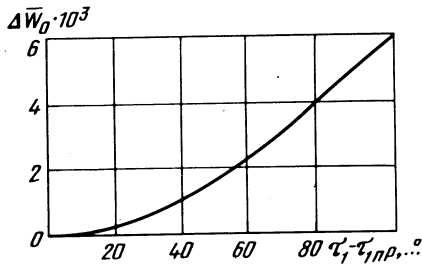


Рис. 2.6. Относительное уменьшение объема парных полостей при углах закрутки роторов, превышающих предельный (профиль зуба — асимметричный) ($z_1 = 4; z_2 = 6$)

где $\Delta W_0/d_1^3$ — относительное уменьшение объема парных полостей за счет применения зубьев роторов с углом закрутки, превышающим предельный (рис. 2.6).

Когда $\tau_{13} > \tau_{13\text{пред}}$, часть суммарного объема парной полости остается заполненной зубом ведомого винта на величину ΔW_0 к моменту начала сжатия.

Изменение объема парной полости. Зависимость изменения объема парной полости $V_{п.п}$ от угла поворота ведущего винта φ_1 для асимметричного профиля зуба с $L/d_1 = 1,35$ представлена на рис. 2.7.

Максимальные значения объема парной полости приведены в табл. 2.1.

Геометрическая степень сжатия ϵ_r . Отношение объема парной полости $V_{п.п}$ в момент ее отсоединения от окна всасывания к объему этой же полости в момент ее соединения с окном нагнетания ($V_{п.п} - W_3$) называют геометрической степенью сжатия.

Геометрическую степень сжатия можно определить по формуле

$$\epsilon_r = V_{п.п} / [(f_{1п} + f_{2п})L - W_3(\varphi_{1с})].$$

Заполненный объем $W_3 = (V_{п.п} \epsilon_r - V_{п.п}) / \epsilon_r$.

Заполненный объем W_3 зависит от угла сжатия $\varphi_{1с}$ (рис. 2.8).

Зависимость $\epsilon_r = f(\varphi_{1с})$ для асимметричного профиля зубьев роторов приведена на рис. 2.9.

Угол сжатия $\varphi_{1с}$ есть угол поворота

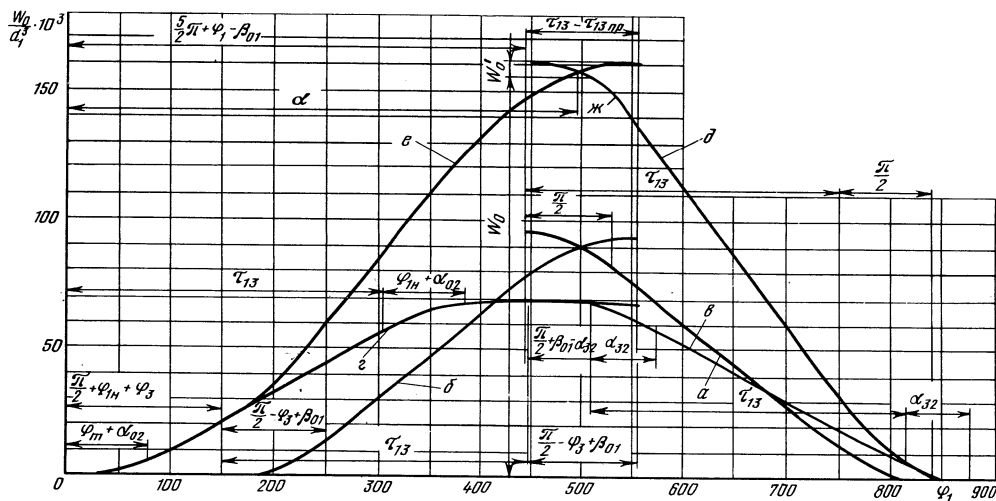


Рис. 2.7 Изменение объема парной полости от угла поворота ведущего винта φ_1 при $L = 1,35 d_1$:

1 — кривая освобождения парной полости в процессе всасывания; 2 — кривая уменьшения парной полости в процессе сжатия; 3 — результирующая кривая.

Изменение объема полости ведущего винта: а — при загромождении; б — при освобождении. Изменение объема полости ведомого винта: в — при загромождении; г — при освобождении. Изменение объема полости винтов: д — при загромождении; е — при освобождении; ж — результирующая кривая; $\alpha_{02} = 45^\circ$ — угол конца освобождения впадин ведомого винта; $\alpha_{32} = 64^\circ$ — угол начала загромождения впадин ведомого винта; $\varphi_{1n} = 34^\circ 27' 805''$ — угол начала геометрического сжатия

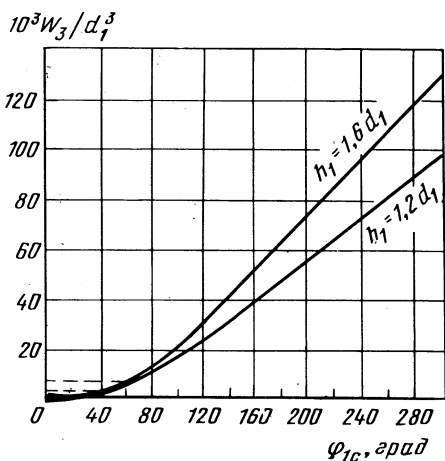


Рис. 2.8. Зависимость заполненного объема парной полости W_3 от угла сжатия φ_{1c} для роторов параметрического ряда с асимметричным профилем

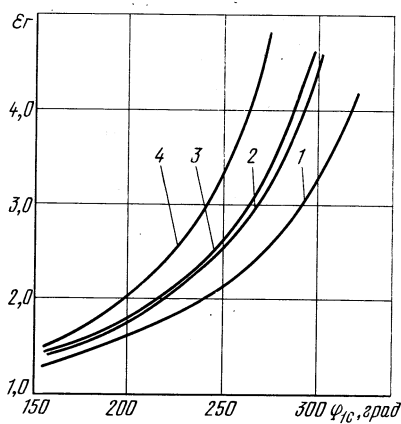


Рис. 2.9. Зависимость геометрической степени сжатия ϵ_r от угла сжатия φ_{1c} :

1 — $h_1 = 1,6 d_1$; $L = 1,5 d_1$; 2 — $h_1 = 1,6 d_1$; $L = 1,35 d_1$; 3 — $h = 1,2 d_1$; $L = 1,0 d_1$; 4 — $h = 1,2 d_1$; $L = 0,9 d_1$

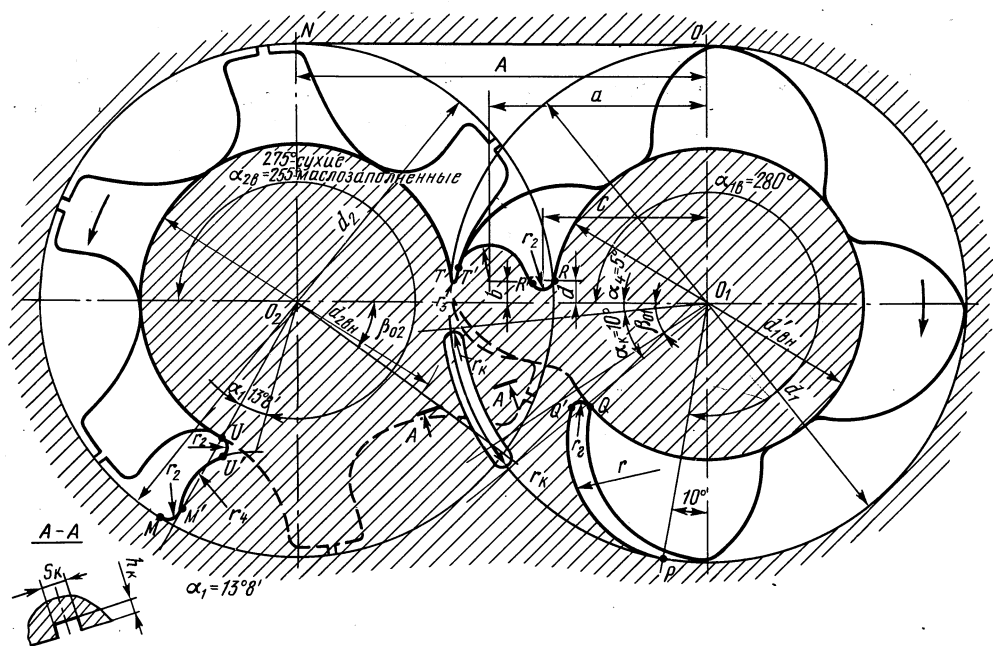


Рис. 2.10. Контур проекции окна всасывания на вертикальную плоскость

ведущего ротора от момента начала входа в зацепление зубьев роторов на стороне всасывания до начала соединения парной полости с окном нагнетания.

В параметрическом ряду отечественных винтовых маслозаполненных холодильных компрессоров приняты четыре значения геометрической степени сжатия: 2,6 и 3,0 — для высокотемпературных и поджимающих компрессоров; 4 — для среднетемпературных; 5 — для низкотемпературных.

Профили окон всасывания и нагнетания. Окно всасывания размещается в передней части торцов винтов. Размер окон всасывания (рис. 2.10) характеризуется центральными углами $\alpha_{1в}$ и $\alpha_{2в}$ кольцевых секторов, называемыми углами всасывания.

Суммарный объем парных полостей достигает своего максимального значения $V_{п.п}$ при угле поворота ведущего винта:

$$\varphi_1 = \frac{\tau_{13}}{2} + \frac{\pi}{z_1} + \pi.$$

Поэтому полости винтов при заполнении их газом должны быть соединены с камерой всасывания на протяжении поворота ведущего винта на угол φ_1 .

При $\tau_{13} > \tau_{13\text{пред}}$ необходимо выполнение условия

$$\alpha_{1в} \geq \frac{\tau_{13}}{2} + \pi - \frac{\pi}{z_1}.$$

В случае использования скоростного напора потока всасываемого газа

$$\alpha_{1в} = \frac{\tau_{13}}{2} + \pi - \frac{\pi}{z_1} + \Delta\alpha_{1в}.$$

Значения угла перекрытия $\Delta\alpha_{1в}$ приведены в [18].

Угол всасывания со стороны ведущего винта $\alpha_{1в}$ принимают для всех типоразмеров винтов постоянным и равным 280° .

Угол всасывания со стороны ведомого винта

$$\alpha_{2в} = \left(\alpha_{1в} + \frac{2\pi}{z_1} \right) / i_{12} - t_1,$$

где $\alpha_{1в}$ — расчетный угол; t_1 — угол впадины ведомого винта (см. рис. 2.2).

Для маслозаполненных винтовых компрессоров угол $\alpha_{2в}$ принимают равным 255° .

На торцевой поверхности корпуса со стороны всасывания предусмотрена канавка, предназначенная для снижения

потерь в защемленных объемах. Канавка очерчена вдоль линии зацепления сопрягаемых профилей. Углы, определяющие длину канавки, принимают для всех типоразмеров постоянными ($\alpha_n = 5^\circ$, $\alpha_k = 40^\circ$).

Относительная площадь проекции от всасывания на вертикальную плоскость F_v/d_1^2 составляет 0,774.

Конфигурацию и площадь окон нагнетания (рис. 2.11) винтового компрессора определяют в зависимости от геометрической степени сжатия.

Площадь окна нагнетания находят как сумму площадей торцевой и цилиндрической частей в зависимости от углов нагнетания $\alpha_{1н}$ и $\alpha_{2н}$:

$$F = F_{\text{торц}} + F_{\text{цил.}}$$

Углы раскрытия окна нагнетания со стороны ведущего и ведомого винтов определяются по формулам

$$\alpha_{1н} = \varphi_{1н} + \tau_{1з} - \varphi_{1с};$$

$$\alpha_{2н} = \frac{\alpha_{1н}}{i_{12}} + \frac{\pi}{3} - t_2.$$

Значения их зависят от геометрической степени сжатия.

Контур проекции окна нагнетания на горизонтальную плоскость очерчивается на рис. 2.11 кривой $EVB'CF$ (подробнее см. [19]).

Зависимость суммы относительных площадей проекций окна нагнетания на вертикальную и горизонтальную площади от ϵ_r см. на рис. 2.12.

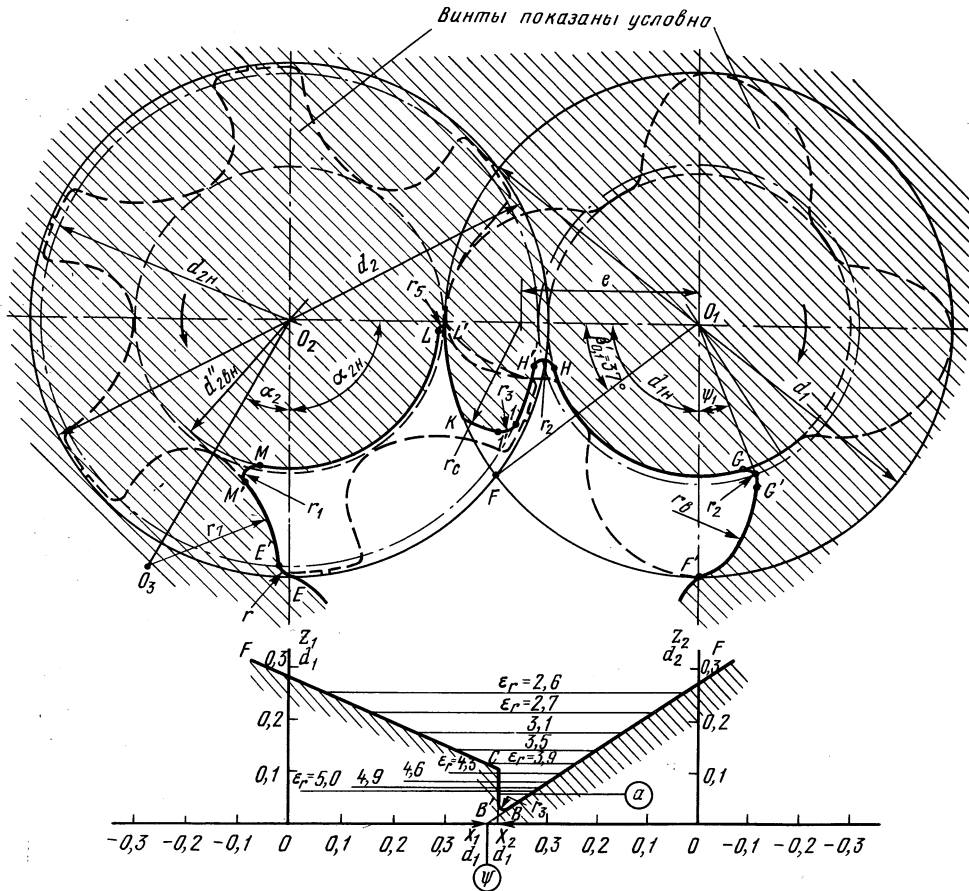


Рис. 2.11. Контур проекции окна нагнетания на вертикальную плоскость для компрессоров с $\alpha_{1н} \geq \beta_{01}\alpha_2 = 28^\circ 15'$, $\varphi_1 = 19^\circ 43'$ и относительные координаты проекции окна нагнетания на горизонтальную плоскость для различных геометрических степеней сжатия

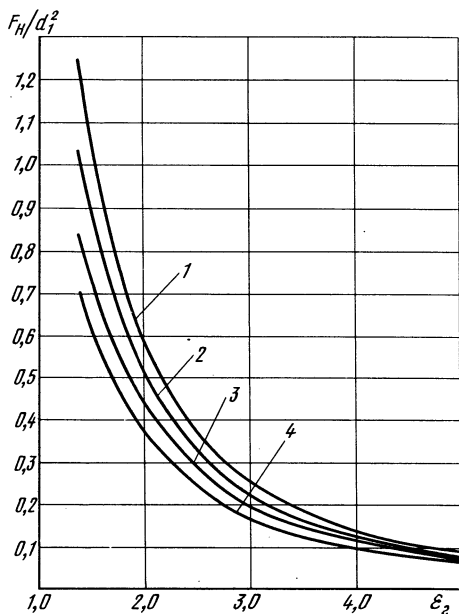


Рис. 2.12. Зависимость суммы относительных площадей проекций окна нагнетания на вертикальную и горизонтальную плоскости от λ_v :

1 — $h = 1,6d_1$; $L = 1,5d_1$; 2 — $h_1 = 1,6d_1$; $L = 1,35d_1$; 3 — $h_1 = 1,2d_1$; $L = 1,0d_1$; 4 — $h_1 = 1,2d_1$; $L = 0,9d_1$

Окружная скорость. На объемную производительность винтовых компрессоров энергетическую эффективность винтовых компрессоров значительно влияет окружная скорость $u = \pi d_1 n / 60$. Зависимость оптимальной окружной скорости на внешней окружности ведущего винта от наружной степени повышения давления π_n при работе на аммиаке и фреонах приведена в [19, 22]. Отечественные винтовые компрессоры имеют синхронную частоту вращения ведущего ротора, равную 50 с^{-1} .

Коэффициент подачи винтового маслозаполненного компрессора

Объемные потери в винтовом маслозаполненном компрессоре (ВМХК) оцениваются коэффициентом подачи λ по условиям всасывания [12]:

$$\lambda = G_a / G_T = 1 - \Delta\lambda^y - \Delta\lambda^6 - \Delta\lambda_M^y - \Delta\lambda_M^6 - \Delta\lambda_v,$$

где $\Delta\lambda^y$, $\Delta\lambda^6$, $\Delta\lambda_M^y$, $\Delta\lambda_M^6$ — величины снижения коэффициента подачи соответственно в ре-

зультате утечек фреона; влияния балластного фреона, утечек масляного раствора и влияния балластного масляного раствора; $\Delta\lambda_v$ — снижение коэффициента подачи в связи с увеличением объема, занимаемого масляным раствором во всасывающей полости компрессора.

Снижение коэффициента подачи в результате утечек холодильного агента определяют по формуле

$$\Delta\lambda^y = \frac{V_{вс}}{V_T T_{вс}} \sum_{i,j} G_{Mij}^y B_j T_{Mj}^y,$$

где $V_{вс}$ — удельный объем пара во всасывающей трубке компрессора, $\text{м}^3/\text{кг}$; $T_{вс}$ — температура пара во всасывающей трубке компрессора, К; $\sum G_{Mij}^y$ — суммарная массовая утечка масла через щели, $\text{кг}/\text{с}$; $B_j = (\xi_{d2j} - \xi_{d1j}) / (1 - \xi_{d1j})$ — коэффициент, учитывающий изменение действительной массовой доли фреона в масле при прохождении через щель; ξ_{d2j} , ξ_{d1j} — действительные массовые концентрации фреона в масле до и после щели; T_{Mj}^y — температура газа масляного раствора, поступающего во всасывающую полость в результате утечек, К (определяется из i, p, T, ξ -диаграммы для растворов фреон — масло с учетом температуры поверхности растворов); j — (I, II, н, г) — обозначение полости, из которой происходит утечка [18]; j — (1, ..., 16) — номер щели, через которую происходит утечка.

Снижение коэффициента подачи от утечек масляного раствора

$$\Delta\lambda^y = \frac{c_m}{c_p} \frac{v_{вс}}{V_T T_{вс}} \sum_{i,j} (1 - B_j) G_{Mij}^y (T_{Mj}^y - T_M),$$

где c_m , c_p — удельные теплоемкости масляного раствора и фреона, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; T_M — средняя температура масляного раствора в конце процесса всасывания, К.

Действительные массовые доли фреона в масле определяют по формуле

$$\xi_d = \xi_p K_p,$$

где ξ_p — массовая доля фреона в масле в равновесном состоянии (определяется из i, p, T, ξ -диаграммы для растворов фреон — масло); K_p — коэффициент неравновесности, учитывающий динамику процесса взаимодействия фреона с маслом и их свойства [13].

Снижение коэффициента подачи из-за влияния балластного хладагента

$$\Delta\lambda^6 = \frac{G_a^6}{G_T} \frac{T_a^6}{T_{вс}} = \frac{G_a^6 V_{вс}}{V_T} \frac{T_a^6}{T_{вс}},$$

где G_a^6 — массовый расход балластного фреона, выделившегося из масляного раствора, который поступил из сальника, подшипников

и масляных поршней, кг/с; $G_m^6 = B$; G_m^6 — массовый расход раствора, поступившего из сапника, подшипников и масляных поршней; на практике $G_m^6 = (0,6...0,8) G_m$;

$$B = (\xi_{д2} - \xi_{д1}) / (1 - \xi_{д1});$$

$\xi_{д2}$, $\xi_{д1}$ — действительные массовые доли фреона в масле соответственно при условиях нагнетания и всасывания; T_a^6 — действительная температура балластного фреона в полости всасывания, К.

Снижение коэффициента подачи от влияния балластного масляного раствора

$$\Delta\lambda_m^6 = \frac{c_m G_m^6 v_{вс}}{c_p V_T T_{вс}} (1 - B)(T_m^6 - T'_m),$$

где T_m^6 — действительная температура балластного масляного раствора, поступающего в полость всасывания, К.

Можно принять, что $T_m^6 = T_a^6$.

Действительная температура балластного фреона, выделившегося масляного раствора ниже, чем определенная по i , P , T , ξ -диаграмме для раствора R22 — масло по давлению и температуре нагнетания, давлению всасывания в процессе дросселирования. Для ВМХК типа ВХ350 эта разница составляет 6...8 °С.

На основании расчетного анализа снижение коэффициента подачи от утечек масла ХС 40 через щели и влияния балластного масляного раствора при температуре конденсации $t_k = 30$ °С составляет:

Температура кипения t_0 , °С	-25	-35	-45
$\Delta\lambda_m^6 + \Delta\lambda_m^6$	0,007	0,013	0,050

Величина $\Delta\lambda_v$, равная отношению суммарного расхода масляного раствора V_m к теоретическому объемному расходу компрессора V_h , при работе ВМХК на исследованных режимах почти постоянна и равна примерно 0,010.

Коэффициент подачи можно представить также в виде зависимости от безразмерных параметров:

$$\lambda = A - \Delta\lambda^y - \Delta\lambda^6 = A - V_m^y B_{пр} T_y \bar{V}_{вс} - \bar{V}_m^6 B \bar{T}_6 \times \bar{V}_{вс},$$

где $A = 1 - \Delta\lambda_v - \Delta\lambda_m^y - \Delta\lambda_m^6$; $\bar{V}_m^y = V_m^y / V_T$ — относительный объем утечки масляного раствора; $B_{пр} = G_a^y / G_m^y$ — массовая доля фреона, выделившегося из масляного раствора утечек; $\bar{T}_y = T_y / T_{вс}$; $\bar{T}_6 = T_6^6 / T_{вс}$; $\bar{T}_m = T_m^6 / T_{вс}$ — относительные температуры балластного фреона и относительная средняя

температура масляного раствора во всасывающей полости в конце процесса всасывания; T_y — средняя температура фреона и масляного раствора от утечек; $v_{вс} = v_{вс} / V_m$ — отношение удельных объемов фреона и масла во всасывающем патрубке ВМХК; \bar{V}_m^6 — носительный объем балластного масляного раствора; $c_m = c_m / c_p$ — отношение удельных теплоемкостей масляного раствора и фреона.

Значение \bar{T}_m при работе ВМХК в исследованных режимах на маслах ХС 40, ХС 50 и ХА 30 составляет 1,10...1,13, а на масле ХС 40 1,05...1,07.

При работе ВМХК на R22 и маслах ХС 40, ХС 50, ХА 30 и ХСН 40 при $t_k \leq 40$ °С и оптимальных значениях температуры всасывания $t_{вс}$, масла t_m и относительном объеме масла \bar{V}_m , подаваемого в компрессор, при максимальных значениях λ и КПД компрессора коэффициент A имеет следующие максимальные расчетные значения:

t_0 , °С	-25	-35	-45
A	0,98	0,98	0,94

Приведенные выше уравнения для определения коэффициента подачи в ВМХК и его снижения учитывают влияние растворимости, вязкости, плотности, температуры, массового расхода масляного раствора, а также режимы работы. Характеристика ВМХК: $V_h = 0,21$ м³/с; наружный диаметр ротора $D_{e1} = 0,204$ м; $L/d_1 = 1,05$; частота вращения $n_1 = 2960$ мин⁻¹; геометрическая степень сжатия 3,7; профиль зуба окружной.

График изменения коэффициента B в зависимости от наружной степени повышения давления π_n приведен на рис. 2.13. С повышением π_n B незначительно увеличивается при $t_k = \text{const}$. Это связано с уменьшением концентрации фреона $\xi_{д1}$ на стороне всасывания при понижении давления всасывания. С повышением давления нагнетания B также увеличивается. Это объясняется ростом концентрации фреона $\xi_{д2}$ на стороне нагнетания. Значения B при одинаковых π_n и ρ_n и при работе на различных маслах резко различаются.

Величина $\bar{T}_6 = T_6^6 / T_{вс}$ с повышением π_n незначительно растет; наибольшие значения \bar{T}_6 относятся к маслам ХС 40, ХС 50 и ХА 30, наименьшие — к ХСН 40. С повышением π_n значение $\Delta\lambda^6$ резко возрастает (рис. 2.14). Это связано с увеличением значений B , \bar{T}_6 и $v_{вс}$ при $t_k = \text{const}$ и уменьшением $\rho_{вс}$.

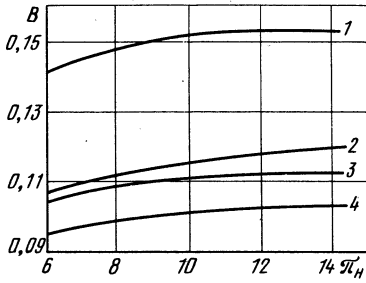


Рис. 2.13. Зависимость коэффициента B масляных растворов в компрессоре от наружной степени повышения давления π_n :
 1 — раствор R22 — масло ХСН 40; 2 — раствор R22 — масло ХА 30; 3 — раствор R22 — масло ХМ 50; 4 — раствор R22 — масло ХС 40

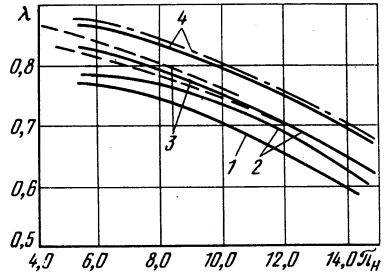


Рис. 2.15. Зависимость коэффициента подачи компрессора λ от π_n (обозначения см. рис. 2.14)

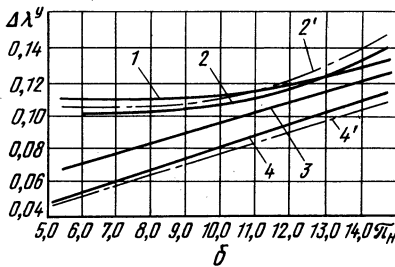
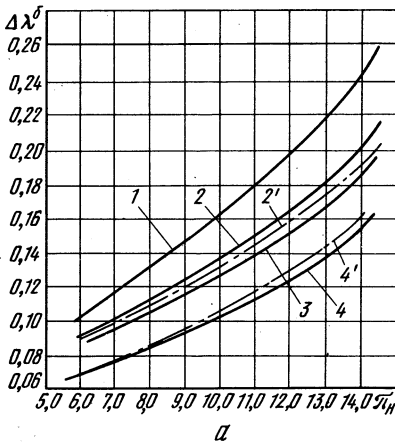


Рис. 2.14. Зависимость величины снижения коэффициента подачи компрессора в результате влияния балластного фреона (а) и его утечек (б) при $t_k = 30^\circ\text{C}$ от π_n :
 1 — раствор R22 — масло ХСН 40; 2 — раствор R22 — масло ХА 30; 2' — расчетная кривая при работе на растворе R22 — масло ХА 30; 3 — раствор R22 — масло ХМ 50; 4 — раствор R22 — масло ХС 40; 4' — расчетная кривая при работе на растворе R22 — масло ХС 40

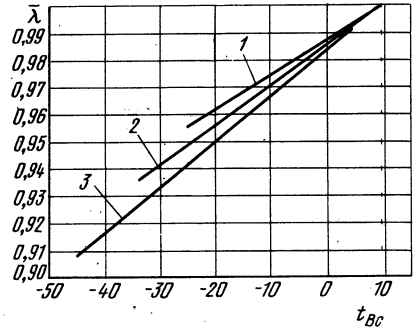


Рис. 2.16. Зависимость относительного коэффициента подачи $\bar{\lambda}$ от температуры R22 во всасывающем патрубке t_{Bc} :
 1 — $t_0 = -25^\circ\text{C}$; 2 — $t_0 = -35^\circ\text{C}$; 3 — $t_0 = -45^\circ\text{C}$

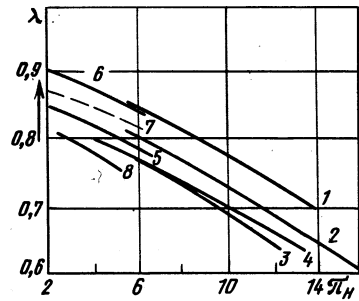


Рис. 2.17. Зависимость коэффициента подачи от наружной степени повышения давления:
 1, 2, 3 — компрессор 5ВХ-350/5ФС (R22; масло ХА 30; $\epsilon_r = 5$; $n_1 = 49,2 \text{ c}^{-1}$; t_k соответственно 25, 35 и 40°C); 4 — компрессор 5ВХ-350/4АС (R717; масло ХА 30; $\epsilon_r = 4$; $n_1 = 49,2 \text{ c}^{-1}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$); 5 — то же ($\epsilon_r = 2,6$); 6 — поджимающий компрессор 6ВХ-700/2,6АС (R717); масло ХА 30; $\epsilon_r = 2,6$; $t_{np} = -10^\circ\text{C}$; $n_1 = 49,2 \text{ c}^{-1}$); 7 — поджимающий компрессор АН130-7-6 (R717); масло ХА 23; $\epsilon_r = 2,6$; $n_1 = 49,2 \text{ c}^{-1}$; $t_{np} = -10^\circ\text{C}$; 8 — бессальниковый компрессор (R22; масло ХС 40; $V_T = 0,125 \text{ м}^3/\text{ч}$; $u_1 = 25 \text{ м/с}$; $t_k = 40^\circ\text{C}$)

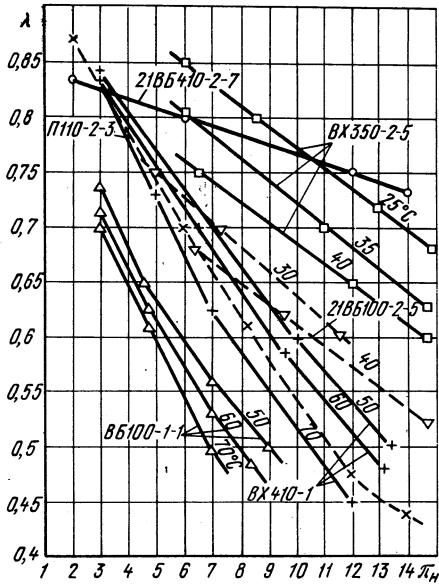


Рис. 2.18. Зависимость коэффициента подачи от степени повышения давления при работе на R12 и R22

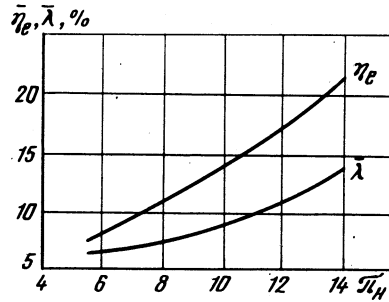


Рис. 2.19. Зависимость приращения эффективного КПД и коэффициента подачи при использовании масла ХС 40 вместо ХА 30 от степени повышения давления

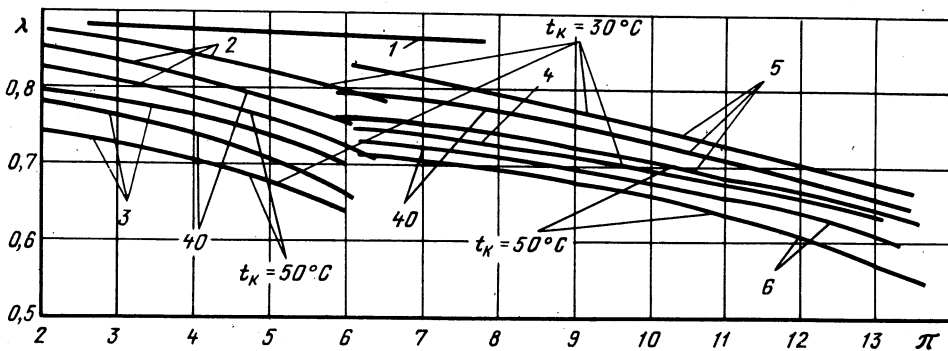


Рис. 2.20. Зависимость коэффициента подачи компрессоров от степени повышения давления при работе на R717:
 1 — 21A1600-7-1; 2 — 2A350-7-1 и 21A280-7-1; 3 — 21A130-7-1; 4 — A1400-7-3; 5 — 2A350-7-3; 21A280-7-3; 6 — 21A130-703

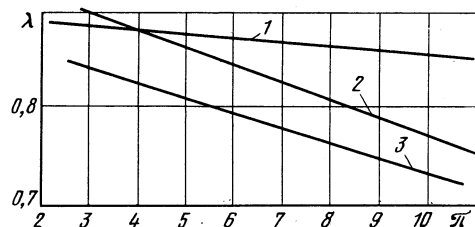


Рис. 2.21. Зависимость коэффициента подачи поджимающих компрессоров от степени повышения давления при работе на R717:
 1 — 21АН600-7-7; 2 — 21АН160-7-7(6); 3 — 21АН300-7-7(6) при $t_{np} = -15...0^\circ\text{C}$

Снижение коэффициента подачи от утечек R22 $\Delta\lambda^y$ также увеличивается с повышением λ_n при $p_n(t_k) = \text{const}$ (рис. 2.15). На рис. 2.16 показана зависимость изменения относительной величины $\bar{\lambda} = \lambda/\lambda_{10}$ от t_{bc} при $t_0 = -25$ и -45°C (λ_{10} при $t_{bc} = 10^\circ\text{C}$).

Зависимость коэффициентов подачи от наружной степени повышения давления, полученная в результате испытаний винтовых маслозаполненных холодильных компрессоров, работающих на R22 и R717 [4, 5, 9, 10, 12, 15, 16, 17, 25], показана на рис. 2.15 и 2.17. Как видно из рис. 2.15, на коэффициент подачи влияет не только степень повышения давления, но и разность давлений. На рис. 2.18 приведены также значения коэффициентов подачи отечественного бессальникового компрессора с электродвигателем на стороне нагнетания.

Влияние свойств масел на коэффициент подачи [12] иллюстрируется рис. 2.19 на примере масел ХС 40 и ХА 30, где приведена зависимость относительного увеличения коэффициента подачи

$$\bar{\lambda} = \frac{\lambda_{\text{ХС 40}} - \lambda_{\text{ХА 30}}}{\lambda_{\text{ХА 30}}} 100 \%$$

от наружной степени повышения давления. Данная зависимость является экспериментальной и относится к компрессору с геометрической объемной производительностью $V_T = 0,208 \text{ м}^3/\text{с}$, имеющему окружной профиль зуба.

Графики изменения коэффициентов подачи современных отечественных винтовых компрессоров приведены на рис. 2.20 и 2.21.

Энергетические характеристики винтовых компрессоров

Эффективная мощность компрессора

$$N_e = N_i + N_{\text{ГМ}} + N_M + N_{\text{ТР}} = N_{\text{вн}} + N_{\text{ТР}}, \quad (2.1)$$

где N_i , $N_{\text{ГМ}}$, N_M , $N_{\text{ТР}}$, $N_{\text{вн}}$ — мощность соответственно индикаторная, необходимая для преодоления трения роторов о паромасляную смесь (гидромеханических потерь); транспортировки масла, трения в подшипниках, сальнике и в масляных уравновешивающих поршнях; внутренняя мощность ВМХК.

Внутренняя мощность

$$N_{\text{вн}} = N_i + N_{\text{ГМ}} + N_M. \quad (2.2)$$

Для удобства расчета с достаточной степенью точности принято, что процесс

сжатия в парных полостях происходит по политропе до давления нагнетания $p_2 = p_n$, а затем, при постоянном объеме W_2 , до давления конца сжатия p_2 .

Индикаторная $p - W$ -диаграмма (W — объем парных полостей) приведена на рис. 2.22.

Расчетная индикаторная мощность, требуемая для сжатия и перемещения хладагента,

$$N_i = (V_h - V'_m) p_i,$$

или

$$N_i = (V_h - V'_m) p'_1 \left[\frac{m'_2}{m'_2 - 1} \times \left(\pi_1^{\frac{m'_2 - 1}{m'_2}} - 1 \right) + \frac{\Delta p_1}{p'_1} + \frac{\Delta p_1}{p'_1} \pm \frac{\Delta p_2}{p_1} \left(\frac{W_2 - W_M}{W_0 - W_M} \right) \right], \quad (2.3)$$

где V_h — теоретическая объемная производительность ВМХК, $\text{м}^3/\text{с}$; V'_m — объемный расход масляного раствора, занимающего часть рабочих полостей компрессора на стороне всасывания, $\text{м}^3/\text{с}$; p_i — среднее индикаторное давление действительного ВМХК, кПа; Δp_1 — повышение давления в парной полости в процессе переноса, кПа;

$$\Delta p_1 = p'_1 - p_1;$$

p'_1 , p_1 — давление пара в конце процесса переноса (начало сжатия) и в рабочих полостях ВМХК на стороне всасывания, кПа; m_2 — показатель эквивалентной политропы сжатия пара, который приблизительно может быть заменен показателем политропы конечных параметров; π_1 — степень повышения давления в ВМХК; $\pi_1 = p_2/p'_1$; Δp_2 — приведенные потери давления в окне нагнетания, кПа; W_M — объем масляного раствора в парной полости, м^3 ; W_0 — максимальный объем парной полости, м^3 .

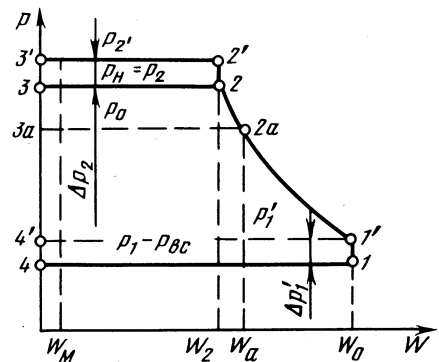


Рис. 2.22. Расчетная индикаторная диаграмма компрессора

Уравнение (2.3) учитывает переменность массы холодильного агента и масляного раствора, интенсивность тепло- и массообмена в процессах переноса и сжатия, потери в окне нагнетания.

Давление холодильного агента в конце процесса внутреннего сжатия можно приближенно определить по формуле

$$p_a = p'_1 \varepsilon_r^{m_2},$$

где ε_r — геометрическая степень сжатия, $\varepsilon_r = W_0/W_a$; W_a — объем парной полости в конце внутреннего процесса сжатия, м³.

Среднее давление в конце сжатия p'_2 зависит в основном от режима работы, площади окна нагнетания, свойств холодильного агента и масляного раствора. Площадь окна нагнетания F_n является функцией заданной геометрической степени сжатия ε_r . Чем больше ε_r , тем меньше F_n .

Среднее давление в конце сжатия определяется по уравнению

$$p'_2 = p_2 + \Delta p_2.$$

Влияние величины потерь на стороне нагнетания можно оценить коэффициентом

$$\rho_{i_d} = p_{i_d}/p_{i_T},$$

где p_{i_d} , p_{i_T} — среднее индикаторное давление соответственно идеального компрессора при $p_a = p_2$ с учетом действительной величины потерь на стороне нагнетания и идеального компрессора без потерь (процесс сжатия в идеальном компрессоре адиабатный),

$$p_{i_T} = \frac{k}{k-1} p_1 \left(\pi_n \frac{k-1}{k} - 1 \right);$$

k — показатель адиабаты; π_n — степень повышения давления; $\pi_n = p_2/p_1$.

Коэффициент $\rho_{i_d} = f(\pi_n, \varepsilon_r, u_1)$ по результатам индцирования рабочих процессов холодильного винтового маслозаполненного компрессора с теоретической производительностью $V_h = 0,088$ м³/с, окружной скоростью роторов на наружном диаметре $u_1 = 40,5$ и $26,5$ м/с при геометрической степени сжатия $\varepsilon_r = 4,0$ и $2,6$ (холодильный агент R22, масло ХС 40).

Потери давления (приведенные) в окне нагнетания проектируемого или нового геометрически подобного ВМХК можно рассчитать по уравнению

$$\Delta p_2 = \frac{W_0}{W_2} p_{i_T} (\rho_{i_d} - 1). \quad (2.4)$$

Для ВМХК с $V_h = 0,21$ м³/с, $\varepsilon_r = 3,7$, $u_1 = 31,4$ м/с при работе на R22 и масле ХС 40 при температуре конденсации 30 °С и степенях повышения давления $\pi_n = 6...14,4$ значение $\Delta p_2 = 0,085...0,058$ МПа.

Мощность $N_{гм}$, необходимую для преодоления трения роторов о паромасляную смесь, можно найти по известным из гидромеханики уравнениям (2.2) для вращающихся винтовых и торцевых поверхностей роторов ВМХК. Приведенное уравнение для расчета мощности $N_{гм}$ для указанного ВМХК с торцевыми зазорами на стороне всасывания и нагнетания соответственно $0,1 \cdot 10^{-3}$ и $0,5 \cdot 10^{-4}$ м имеет следующий вид:

$$N_{гм} = \rho_{см} (C_1 Y_{см} + D Y_{см}^{0,2}), \quad (2.5)$$

где $\rho_{см}$ — средняя плотность смеси паров холодильного агента и масляного раствора в ВМХК, кг/м³; $\rho_{см} = 0,5(\rho_1 + \rho_2)$; ρ_1 , ρ_2 — плотность смеси паров холодильного агента и масляного раствора в парных полостях соответственно на стороне всасывания и нагнетания, кг/м³; C_1 , D — коэффициенты, учитывающие геометрические характеристики ВМХК и частоту вращения ведущего и ведомого роторов; $Y_{см}$ — средний коэффициент кинематической вязкости смеси, м²/с.

Для ВМХК значения C_1 и D составляют соответственно $14 \cdot 10^3$ и $0,45$.

Коэффициент кинематической вязкости смеси

$$v_{см} = X Y_{м.ср} + (1 - X) v_R,$$

где $Y_{м.ср}$ — среднеарифметический коэффициент кинематической вязкости масляного раствора в ВМХК, м²/с; X — средняя массовая доля масляного раствора в парных полостях компрессора, $X = 0,5(X_1 + X_2)$. Здесь X_1 , X_2 — средние массовые доли масляного раствора в парных полостях соответственно на стороне всасывания и нагнетания; v_R — коэффициент кинематической вязкости паробразного R22, м²/с.

Мощность, требуемую для сжатия и транспортирования масляного раствора, приближенно можно определить по формуле

$$N_m = C_2 \frac{G_m \Delta p_m}{\rho_m}, \quad (2.6)$$

где C_2 — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения масляного раствора при подаче в компрессор; $C_2 = 0,90...0,93$; G_m — массовый расход масляного раствора в компрессоре с учетом утечек масла, кг/с; Δp_m — разность давлений среднего в конце сжатия и всасывания в компрессоре, кПа, $\Delta p_m = p_2 - p_1$; ρ_m — плотность масляного раствора, кг/м³.

Мощность трения в подшипниках, сальники и в масляных поршнях ВМХК

$$N_{тр} = \sum N_{пi} + N_c + \sum N_d, \quad (2.7)$$

где $\sum N_{пi}$, N_c , $\sum N_d$ — мощность трения соответственно в подшипниках, сальники вала привода и в масляных поршнях.

Мощности $\sum N_{пi}$, N_c и $\sum N_d$ для ВМХК могут быть определены с достаточной точностью по известным формулам, если заданы сила давления пара в зависимости от режима работы ВМХК, частота вращения, геометрические размеры, свойства масляного раствора (вязкость, плотность) и т. д.

Энергетическую эффективность работы ВМХК оценивают по значениям внутреннего адиабатного $\eta_{ад.вн}$, эффективного η_e и механического КПД $\eta_{мех}$.

Адиабатный внутренний КПД компрессора

$$\eta_{ад.вн} = N_{ад}/N_{вн}, \quad (2.8)$$

где $N_{ад}$ — мощность, требуемая для адиабатного сжатия и перемещения пара в компрессоре.

Механический КПД компрессора

$$\eta_{мех} = N_{вн}/N_e. \quad (2.9)$$

Эффективный КПД компрессора

$$\eta_e = N_{ад}/N_e = \eta_{ад.вн}\eta_{мех}. \quad (2.10)$$

Экспериментальные характеристики одноступенчатого ВМХК типа ВХ (350) с $V_h = 0,21$ м³/с при работе на R22 и маслах ХС 40; ХС 50, ХСН 40 и ХА 30 в диапазоне температур кипения $t_0 = -25...+45$ °С при $t_k = 20, 30$ и 40 °С приведены на рис. 2.23, где показана зависимость механического КПД от наружной степени повышения давления π_n . Значение $\eta_{мех}$ от температуры t_k почти не зависит.

На значение η_e сильно влияют не только π_n и давление нагнетания $p_2(t_k)$, но и свойства масел.

Средний показатель политропы сжатия рассчитывают на основании экспериментальных данных:

$$m_2 = \frac{\lg \pi}{\lg \pi - \lg(T_2/T_1)},$$

где T_1 , T_2 — температуры пара во всасывающем и нагнетательном патрубках, К.

Обычно у винтовых маслозаполненных холодильных компрессоров $m_2 < k$ (рис. 2.24, б). При совпадении давления

нагнетания с давлением внутреннего сжатия $p_2 = p_a$ (процесс 1—1 на рис. 2.24, б)

$$N_i = (V_T - V'_m) p_1 \frac{m_2}{m_2 - 1} \left(\pi^{\frac{m_2 - 1}{m_2}} - 1 \right),$$

где V'_m — объемный расход масляного раствора, поступающего во всасывающую полость компрессора, м³/с.

Значения средних показателей политропы сжатия приведены на рис. 2.25. Наиболее полное представление о N_i дают экспериментальные индикаторные диаграммы. На рис. 2.26 приведена индикаторная диаграмма действительного рабочего процесса винтового маслозаполненного компрессора [5] с теоретической производительностью $V_T = 0,0865$ м³/с при $u_1 = 40,5$ м/с, $\varepsilon_r = 4,0$ при работе на R22 и масле ХС 40 ($t_0 = -25...+45$ и $t_k = 30$ °С). Из диаграммы видно, что процесс сжатия начинается с давления большего, чем давление пара на всасывании. Это происходит в результате притечек масла и пара по зазорам и щелям в отсеченную парную полость из впереди идущих парных полостей во время процесса переноса (фаза рабочего цикла). В процессе переноса отсеченная парная полость почти не изменяет своего объема, однако вследствие притечек давление и температура в ней несколько увеличиваются. Из диаграммы видно также, что процесс сжатия в компрессоре характеризуется переменным показателем политропы. Процесс сжатия заканчивается при давлении более высоком, чем давление в нагнетательном патрубке.

Зависимость η_e и $\eta_{ад.вн}$ от наружной степени повышения давления по результатам испытаний [5, 10—14, 18—21, 25, 26] приведена на рис. 2.27. Значения КПД зависят от геометрической степени сжатия и от разности давлений.

В компрессорах с роторами диаметром 0,2; 0,25 и 0,315 м при частоте вращения ведущего ротора 50 с⁻¹ при работе на масле ХА 30 механический КПД $\eta_{мех} = 0,95...0,85$. На рис. 2.23 приведен график изменения механического КПД $\eta_{мех}$ в зависимости от π_n для компрессора с $V_T = 0,208$ м³/с, $u_1 = 32$ м/с и $\varepsilon_r = 3,7$ при работе на R22 и масле ХС 30. Графики изменения η_e для ряда отечественных винтовых компрессоров приведены на рис. 2.28—2.29.

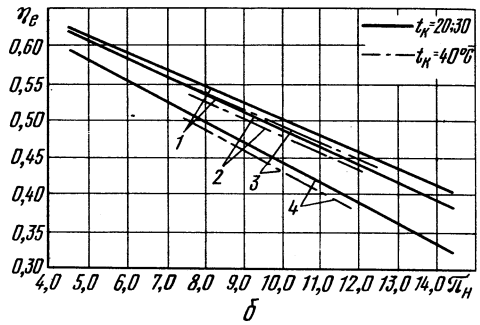
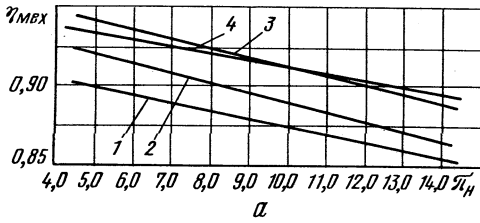


Рис. 2.23. Зависимость механического (а) и эффективного (б) КПД компрессора с $V_n = 0,21 \text{ м}^3/\text{с}$ от степени повышения давления при работе на R22 и различных маслах: 1 — XC 40; 2 — XC 50; 3 — XA 30; 4 — XCH 40

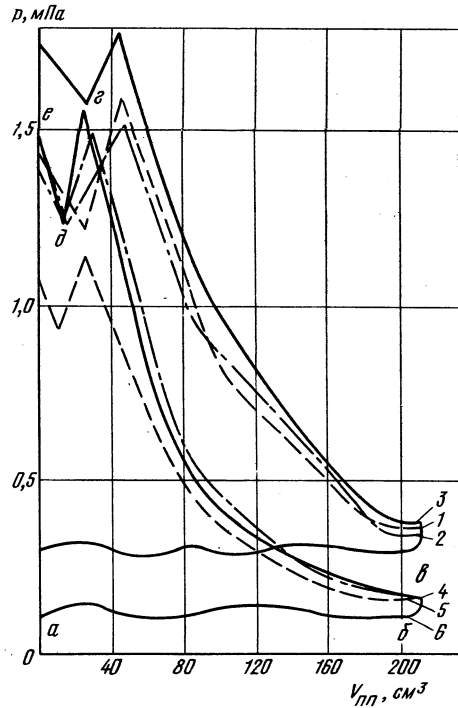


Рис. 2.26. Индикаторная диаграмма действительного рабочего процесса винтового компрессора АВХ-160М (R22; масло XC 40; $V_n = 0,0865 \text{ м}^3/\text{с}$; $u_1 = 40,5 \text{ м/с}$; $\epsilon_r = 4,0$): 1 — $t_0 = -15^\circ\text{C}$; $t_R = 30^\circ\text{C}$; $\epsilon_r = 4,0$; $n_1 = 40,5 \text{ м/с}$; 2 — $t_0 = -15^\circ\text{C}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$; $\epsilon_r = 2,6$; 3 — $t_0 = -15^\circ\text{C}$; $t_k = 40^\circ\text{C}$; $\epsilon_r = 2,6$; 4 — $t_0 = -35^\circ\text{C}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$; $\epsilon_r = 4,0$; 5 — $t_0 = -35^\circ\text{C}$; $t_k = 20^\circ\text{C}$; $\epsilon_r = 4,0$; 6 — $t_0 = -35^\circ\text{C}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$; $\epsilon_r = 2,6$; а-б — процесс всасывания; а'-б' — процесс переноса; а''-б'' — процесс сжатия; а-а'-а'' — процесс нагнетания

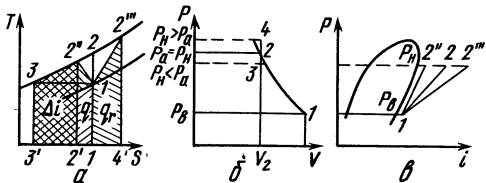


Рис. 2.24. Процессы сжатия: а — в s - T -диаграмме; б — в v - p -диаграмме; в — в i - p -диаграмме

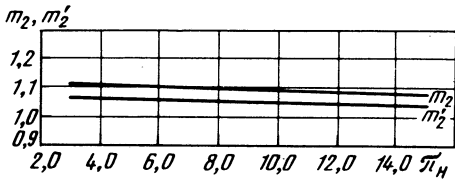


Рис. 2.25. Средний показатель политропы в зависимости от π_n : m_2' — внутреннего сжатия (до давления p_a); m_2 — сжатия от начала сжатия до давления нагнетания

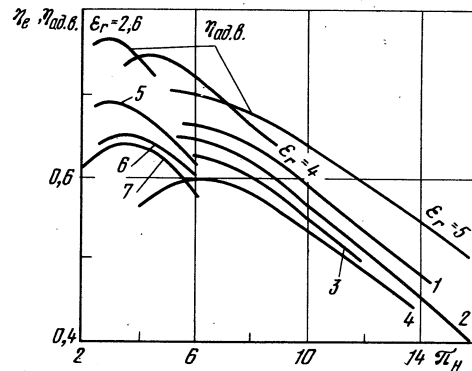


Рис. 2.27. Зависимость эффективного η_e и внутреннего адиабатного КПД $\eta_{ад.в}$ от степени повышения давления π_n . Обозначения см. рис. 2.17.

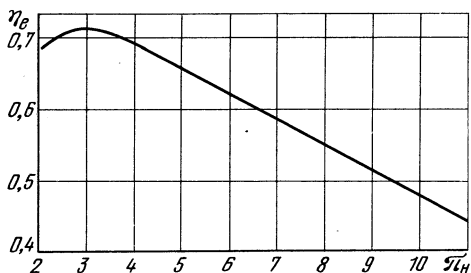


Рис. 2.28. Зависимость эффективного КПД поджимающих компрессоров 21АН600-7-7, 21АН160-7-7(6), 21АН300-7-7(6) от степени повышения давления при $t_{пр} = -15...0^\circ\text{C}$ при работе на R717

Значительное влияние на КПД оказывают свойства растворов масел с фреонами [14]. Это видно из графика (см. рис. 2.18), характеризующего относительное увеличение КПД,

$$\bar{\eta}_e = \frac{\eta_{e40} - \eta_{e30}}{\eta_{e30}} 100 \%$$

Данные получены при испытаниях компрессора с теоретической производительностью $0,208 \text{ м}^3/\text{с}$, работающего на R22 и маслах ХС 40 и ХА 30.

Теплота, отведенная от 1 кг сжимаемого пара (см. рис. 2.24, а), в процессе сжатия

$$q_1 = \frac{N_e}{G_a} - \Delta i_{1,2}$$

Здесь $\Delta i_{1,2}$ определяется площадкой $2'-2''-3-3'-2'$ (см. рис. 2.24, а).

Зависимость удельного количества теплоты q_1 , отведенной в компрессоре,

2.6. Относительные энергетические потери в винтовом компрессоре

Вид потерь	Режим работы, $t_0/t_k, ^\circ\text{C}$		
	-25/+30	-35/+30	-45/+30

Из-за отклонения процесса сжатия от изотропного, из-за внутренних перетечек и гидравлических потерь $\Delta \bar{v}_{пол} + \Delta \bar{v}_{пр} + \Delta \bar{v}_r$	0,665	0,642	0,663
Из-за гидромеханических потерь $\Delta v_{гм}$	0,221	0,219	0,207
Из-за механических потерь $\Delta v_{мех}$	0,114	0,139	0,160

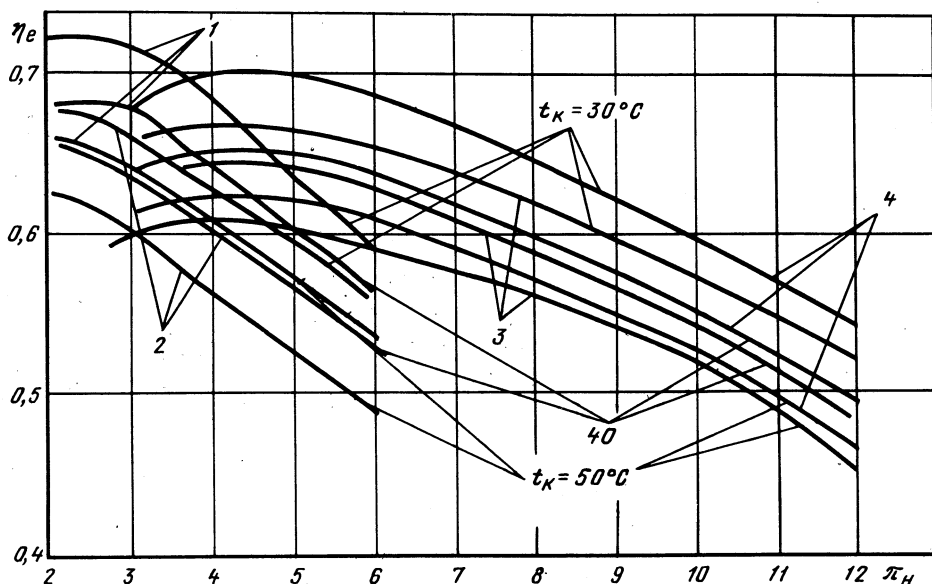


Рис. 2.29. Зависимость эффективного КПД от степени повышения давления компрессоров при работе на R717: 1 — 2А350-7-1, 2А1280-7-1, 21А1600-7-1; 2 — 21А130-7-1; 3 — 21А130-7-3; 4 — 2А350-7-3, 21А280-7-3, А1400-7-3

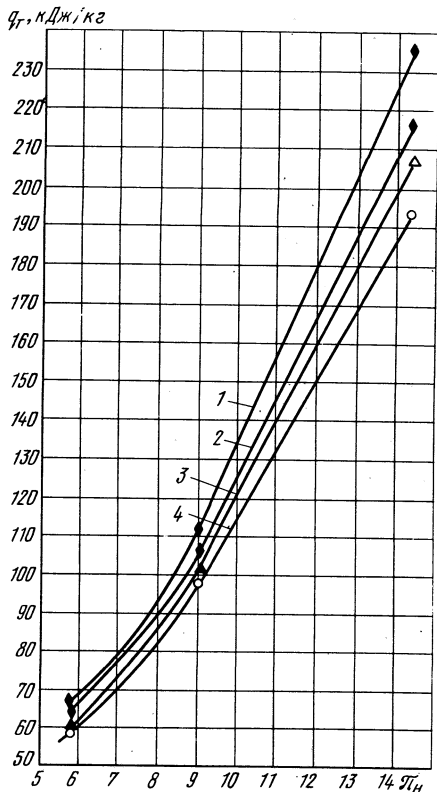


Рис. 2.30. Изменение удельного количества теплоты, отведенной в компрессоре, при работе на различных маслах в зависимости от π_k (значения t_{ac} , t_m , V_m см. рис. 2.23):

1 — раствор R22 — масло ХСН 40; 2 — раствор R22 — масло ХА 30; 3 — раствор R22 — масло ХС 50; 4 — раствор R22 — масло ХС 40

при работе на R22 и исследованных маслах, при $t_k = 30^\circ\text{C}$ от π_k показана на рис. 2.30.

Относительные теоретические потери в винтовом компрессоре ($V_T = 0,21 \text{ м}^3/\text{с}$, $d_1 = d_2 = 204 \text{ мм}$, $L/d_1 = 1,05$, $\epsilon_r = 3,7$, $n_1 = 2960 \text{ об/мин}$, профиль зуба окружной, симметричный) при работе на R22 и масле ХС 40 при $t_{ac} = 10^\circ\text{C}$, $t_m = 35^\circ\text{C}$ и $V_m = 110 \text{ л/мин}$ на различных режимах [13] приведены в табл. 2.6.

Количество подаваемого масла

Масло, подаваемое в винтовой маслозаполненный холодильный компрессор, необходимо в основном для отвода теплоты, выделяемой в компрессоре. Оно также уменьшает перетечки масла

по зазорам внутри компрессора. Количество масла, подаваемого в компрессор, рассчитывают исходя из выполнения первого условия.

Массовый расход масла G_m , которое необходимо подать в рабочую полость компрессора, определяется энергетическим балансом компрессора [13, 22]:

$$Q_m = N_i + N_{гм} + N_{тр} - G_a \Delta i - Q_{о.с.},$$

или

$$Q_m = N_e - G_a (i_2'' - i_1) - Q_{о.с.}$$

Количество теплоты $Q_{о.с.}$, отводимой в окружающую среду через корпус компрессора, составляет 6...8 % Q_m .

Массовый расход масла

$$G_m = Q_m / (c_m \Delta t_m).$$

Повышение температуры масла в компрессоре $\Delta t_m = 20...50^\circ\text{C}$.

Объемный расход масла

$$V_m = G_m / \rho_m.$$

При 50°C плотность масла ХА 30 составляет 863 кг/м^3 , а масла ХС 40 — 826 кг/м^3 .

При работе на фреонах массовый расход масла рассчитывают по плотности маслорефрижераторных растворов с учетом действительной концентрации фреона в масле, пользуясь диаграммами $v - T - \xi$ и $i - T - p - \xi$.

Относительное массовое (на 1 кг холодильного агента) количество масла, подаваемого в компрессор:

$$q_m = G_m / G_a.$$

Количество масла, подаваемого в компрессор, оказывает существенное влияние на объемные и энергетические характеристики в каждом режиме работы. Экспериментально установлено, что при определенном оптимальном количестве масла коэффициент подачи и КПД принимают наибольшие значения. Зависимость оптимального относительного количества масла от наружной степени повышения давления для компрессора, работающего на R22 и R717, приведена на рис. 2.31.

Изменение количества теплоты, отведенной маслом в винтовых аммиачных компрессорных агрегатах, в зависимости от температуры кипения и конденсации (промежуточной) приведено на рис. 2.32 и 2.33.

При охлаждении в маслоохладителе

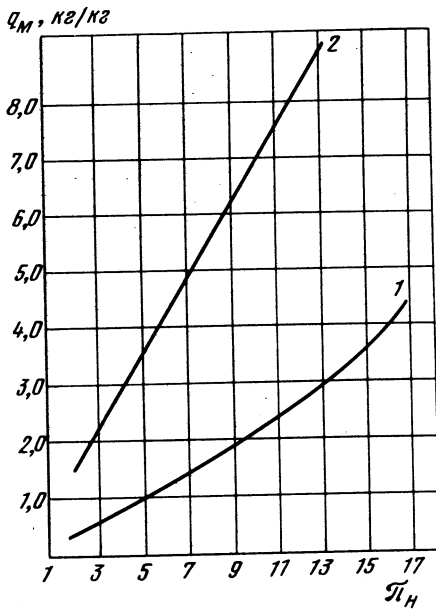


Рис. 2.31. Зависимость оптимального относительного количества масла ХА 30, подаваемого в винтовой компрессор типа ВХ350-7(2), от степени повышения давления при работе на R22(1) и R717(2)

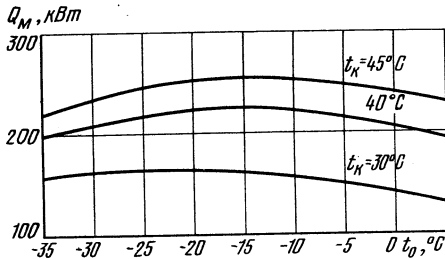


Рис. 2.32. Изменение тепловой нагрузки на маслоохладитель в компрессорном аммиачном агрегате 21A800-7-1(3) при $t_m = 45^\circ\text{C}$, $V_m = 240$ л/мин с коэффициентом пересчета для других подобных агрегатов:

21A130	0,19	2A350	0,51
21A280	0,37	21A800	1,00
		21A1600	2,00

водой тепловая нагрузка на конденсатор определяется из известной формулы:

$$Q_k = Q_0 + N_e - Q_m.$$

Тепловую нагрузку на маслоохладитель для определенного ВХК выбирают при минимальной температуре кипения и максимальной температуре конденсации.

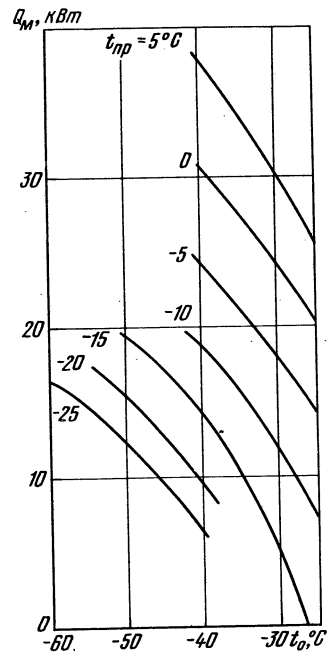


Рис. 2.33. Изменение тепловой нагрузки на маслоохладитель в компрессорном поджимающем аммиачном агрегате 2АН130-7-7 при $t_m = 45^\circ\text{C}$; $V_m = 60$ л/мин с коэффициентами пересчета для других подобных агрегатов:

21АН50	0,33	2АН130	1,00
21АН100	0,66	2АН300	1,96
		2АН600	3,85

Термодинамические циклы

Винтовые маслозаполненные холодильные компрессоры могут быть использованы как в одноступенчатых циклах, так и в двухступенчатых, или каскадных. Особенность этих компрессоров состоит в том, что они могут работать в цикле одноступенчатого сжатия с двукратным дросселированием.

Принципиальная схема и теоретический цикл в $i-p$ -диаграмме холодильной машины с двукратным дросселированием с винтовым одноступенчатым компрессором показаны на рис. 2.34, а. Конструкция винтового компрессора позволяет осуществить ввод в рабочую полость сжатия, когда она отсоединена от полости всасывания, дополнительного количества пара при промежуточном давлении. Таким образом, винтовой компрессор принципиально может быть