

Проф. В. Е. ЦЫДЗИК и доц. Е. Б. ИОЭЛЬСОН

ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И АППАРАТЫ

Часть I



НИИП — СССР 1932

ГОСУДАРСТВЕННОЕ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ
ИЗДАТЕЛЬСТВО

ДЕП

621.5

проф. В. Е. ЦЫДЗИК и доц. Е. В. ИОЭЛЬСОН

Ц-94

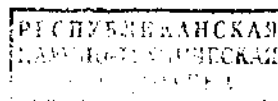
621.56

Ц-94

ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ и АППАРАТЫ

ЧАСТЬ I

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ
КОНСТРУКЦИИ ПОРШНЕВЫХ МАШИН



НКИП — СССР
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА ★ 1932 ★ ЛЕНИНГРАД

ЭТ-50-5-2.

2.90

1-4-8.

Содержание

Редактор инж. П. А. Петров
Техн. редактор А. Виноградов

Сдана в производство 14/II 1932 г. Подписана к печати 5/IV 1932 г.
Уполномоченный Главлита В-6415. Энергоиздат № 143. Заказ № 492. Тираж 10 000.
Формат бумаги 72 × 105 $\frac{1}{16}$. 15 $\frac{1}{2}$ печ. л. Колич. зн. в печ. л. 57 200.

1-я типография Огнза РСФСР „Образцовая“, Москва, Валуев, 28.

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано:	Должно быть:
5	7 снизу	k	x
11	7	2°	25°
36	фиг. 23	355,8	395,8
46	15 снизу	AA	$A_1 A$
55	уравнение (26)	$\mu_x = \frac{q_{\sigma}^*}{q_{\sigma}}$	$\mu_x = \frac{q_{\sigma}^*}{q_{\sigma}}$
57	2 снизу	$Q_0 = 17 \text{ кал/час}$	$Q_0 = 17000 \text{ кал/час}$
60	6 снизу	N	N_1
73	фиг. 49	l_{gp}	$p \text{ или } l_{gp}$
85	1 снизу	12 0	1210
93	фиг. 59	l_{gp}	$p \text{ или } l_{gp}$
96	уравнение (56)	$i_{\alpha}'' + A \cdot v_{\alpha}'' \cdot (P_B - P_{\alpha 2}) - i_{\alpha}''$	$i_{\alpha}'' + A \cdot v_{\alpha}'' \cdot (P_B - P_{\alpha 2}) - i_{\alpha}''$
99	2 снизу	$y = \frac{v_{\alpha}''}{v_B} - 1 = 0,6$	$y = \frac{v_{\alpha}''}{v_B} - 1 = 0,6$
103	12 снизу	2 компаунд-машины	2 компаундированных машин
105	9 снизу	$\frac{50300}{(320,7 - 71,4)} +$	$\frac{50300}{(340,7 - 71,4)} +$
109	18 снизу	$Q_0 = V_h \cdot q_{\sigma} \cdot \lambda_0$	$Q_0 = V_h \cdot q_{\sigma} \cdot \lambda_0$
110	12 сверху	10%	110%
138	2 снизу, столбец 18	1 0	100
163	6 сверху	$\frac{23 \cdot 0,15 \cdot \sin 120^{\circ}}{2 \cdot 0,6 \cdot \pi \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 400 \cdot 0,0067 \cdot 0,609}}$	$\frac{\pi \cdot 0,2^3}{4} \cdot 23 \cdot 0,15 \cdot \sin 120^{\circ}$
.	15 сверху	$d = \sqrt{\frac{16 \cdot 16 \cdot 10,6}{3,14 \cdot 20}}$	$d = \sqrt{\frac{16 \cdot 16 \cdot 10,6}{3,14 \cdot 20}}$
.	уравнение (32)	$\dots h \cdot \sqrt{2gH} =$	$\dots h \cdot \sqrt{2gH} \cdot \gamma_2 =$
165	8 сверху	$\xi_1 = 1$	$\xi_1 = 1$
203	4 сверху, столбец 9	11 0 0	11 000
.	4 сверху, столбец 11	2000	2 600
.	6 сверху, столбец 12	2 40	2 340
218	19 сверху	табл. 21 и 22	табл. 37 и 38
232	2 снизу	реостатной	термостатной
239	фиг. 218	Цены и веса	Цены
241	14 снизу, столб. 3	42 0	4 200
.	13 снизу, столб. 3	6 00	6 000
261	5 снизу, столб. 2	75 0	7 500
268	5 сверху, столб. 10	156, 7	156,17
.	13 сверху, столб. 6	5, 4	51,4
283	3 сверху, столб. 13	192	1 925
.	5 сверху, столб. 10	15 0	1 570
.	16 сверху, столб. 12	166	1 669
.	17 сверху, столб. 12	165	1 650
.	20 сверху, столб. 11	15 4	1 504
.	20 сверху, столб. 13	688	1 688
.	9 снизу, столб. 11	141	1 440
.	2 снизу, столб. 11	138	1 380
.	3 снизу, столб. 13	156	1 562

ПРЕДИСЛОВИЕ

Основная задача настоящей книги — удовлетворение потребности в учебном пособии по основному предмету специальности „Холодильные машины и установки“ Московского механико-машиностроительного института им. Н. Э. Баумана; изложение предмета предполагает при этом предварительное освоение изучающими предмет лицами курса термодинамики и других общетехнических дисциплин. Авторы полагают, что помимо студентов ММИ и инженеров-холодильщиков, повышающих свою квалификацию, книга будет служить пособием и для других вузов, причем в зависимости от целевых установок последних возможны при изучении предмета пропуск или сокращение отдельных глав и параграфов книги. Изложение книги не ориентировано на средний технический персонал, для которого она может быть полезна лишь в своей конструктивно-описательной части. Следует отметить, что не только на русском, но и на иностранных языках нет ни одной книги по „Холодильным-машинам и аппаратам“, которая по полноте охвата вопроса, глубине и систематичности изложения удовлетворяла бы требованиям и задачам вузов; причиной этого может служить отсутствие в капиталистических странах такой специализированной подготовки кадров по холодильному машиностроению, как у нас, а также капиталистическая конкуренция между фирмами и странами; в частности американские книги совершенно недостаточно используют опыт германской, а немецкие — американской техники, зачастую игнорируя достижения другого материка.

Отсюда вытекала необходимость в скорейшем выходе этой книги и в максимальной ее полноте в пределах темы. Последнюю авторы сузили до возможного предела, считая, что такие вопросы, как „холодильные установки“, „технология производства холодильных машин“, „история холодильной техники“ и т. п., должны послужить темами для отдельных книг, по размерам близких к настоящей.

Стремление придать книге рабочий характер побудило авторов привести в тексте значительное число примеров расчетов машин, снабдить их необходимыми для производства расчетов таблицами и тепловыми диаграммами паров основных холодильных агентов, таблицами основных размеров машин, выполняемых лучшими европейскими и американскими заводами, с указанием гарантируемых фирмами рабочих коэффициентов, а также выявлением иных характеризующих их показателей (быстроходность, вес и пр.) и опытных характеристик; наиболее громоздкие таблицы установочных и габаритных размеров, могущие оказаться полезными при проектировании, вынесены в конец книги (приложения); как материал для дальнейшей самостоятельной проработки предмета дана обширная сводка литературы.

Работа над настоящей книгой была тесно связана с работой ее авторов в области советского холодильного машиностроения, и, в частности,

положения и методы, разработанные в гл. II—VI, послужили теоретической основой для работы комиссии по стандартизации и типизации холодильного машиностроения при ВОМТ и НТС по холодильному делу. Промстандарты и промтипы, принятые вышеназванной комиссией, даны в приложениях и служат директивными указаниями нашему машиностроению.

Исключительно в целях ускорения выпуска книга разделена на две части; часть I написана в 1931 г. с января по август. Авторы признают, что в выпускаемой части I, несмотря на произведенную с большой тщательностью работу, многое можно было бы улучшить и дополнить; однако это привело бы к замедлению выпуска книги и к потере известной доли ее актуальности. Быстрые темпы подготовки кадров делают возможным выпуск через короткое время второго издания; авторы просят читателей присылать им свои замечания и пожелания по части I.

В заключение авторы выражают благодарность дирекции, комитету ВКП (б) и секции научных работников Московского механико-машиностроительного института им. Н. Э. Баумана, которые, оценивая значение этой работы, сделали возможным ее выполнение путем предоставления авторам частичных отпусков и частичной разгрузки от некоторых административных и общественных обязанностей.

В. Цыдзик Е. Нозьсон

ОБОЗНАЧЕНИЯ

$E = 427$ — механический эквивалент тепла (кгм/кал).

$A = \frac{1}{427}$ — термический эквивалент работы (кал/кгм).

T_0 (t_0) — температура испарения холодильного агента (°абс., °Ц).

T (t) — температура конденсации холодильного агента (°абс., °Ц).

T_u (t_u) — температура переохлаждения холодильного агента (°абс., °Ц).

t_{01} — температура испарения высокого давления (°Ц).

t_{02} — температура испарения низкого давления (°Ц).

t_w — температура охлаждающей воды (°Ц).

t_p — температура рассола (°Ц).

t_i — температура воздуха (°Ц).

t_{w1}, t_{e1}, t_{i1} — температура воды, рассола, воздуха при входе (°Ц).

t_{w2}, t_{e2}, t_{i2} — температура воды, рассола, воздуха при выходе (°Ц).

θ — перегрев при всасывании (°Ц).

v — удельный объем (м³/кг или л/кг).

u — внутренняя энергия (кал/кг).

i — теплосодержание (энтальпия) (кал/кг).

γ — объемный (удельный) вес (кг/м³ или кг/л).

s — энтропия (кал/кг °абс.).

S — энтропия (кал/°абс.).

v', γ', s', i', u' — соответственные значения по нижней пограничной кривой.

$v'', \gamma'', s'', i'', u''$ — " " " " по верхней " "

$\left. \begin{matrix} v'_0, \gamma'_0, s'_0, i'_0, u'_0 \\ v''_0, \gamma''_0, s''_0, i''_0, u''_0 \end{matrix} \right\}$ — значения, относящиеся к температуре испарения холодильного агента

$\left. \begin{matrix} v'_{01}, \gamma'_{01}, s'_{01}, i'_{01}, u'_{01} \\ v''_{01}, \gamma''_{01}, s''_{01}, i''_{01}, u''_{01} \end{matrix} \right\}$ — значения, относящиеся к температуре испарения холодильного агента в ступени высокого давления.

$\left. \begin{matrix} v'_{02}, \gamma'_{02}, s'_{02}, i'_{02}, u'_{02} \\ v''_{02}, \gamma''_{02}, s''_{02}, i''_{02}, u''_{02} \end{matrix} \right\}$ — значения, относящиеся к температуре испарения холодильного агента в ступени низкого давления.

$v^x, \gamma^x, s^x, i^x, u^x$ — соответственные значения при удельном паросодержании x .

i'_u — теплосодержание (энтальпия) переохлажденной жидкости (кал/кг).

i_u — энтальпия переохлажденного агента, зависящая от температуры и давления (кал/кг).

r — полная скрытая теплота парообразования (кал/кг).

r — внутренняя теплота парообразования (кал/кг).

ϕ — внешняя теплота парообразования (кал/кг).

c — теплоемкость (кал/кг °Ц).

c_p — теплоемкость при постоянном давлении (кал/кг °Ц).

c_v — теплоемкость при постоянном объеме (кал/кг °Ц).

P_0 — давление испарения холодильного агента (кг/м²).

P_0 — " " " " (кг/см²).

P — давление конденсации холодильного агента (кг/м²).

P — " " " " (кг/см²).

P_{01} — давление испарения холодильного агента в ступени высокого давления (кг/см²).

P_{02} — давление испарения холодильного агента в ступени низкого давления (кг/см²).

P_i — среднее индикаторное давление в цилиндре (кг/см²).

P_{it} — теоретическое среднее индикаторное давление при адиабатическом сжатии сухих насыщенных паров в диаграмме без потерь (кг/см²).

P_{tr} — удельное давление трения (приведенное к единице площади поршня) (кг/см²).

k — показатель адиабаты сжатия.

n — показатель политропы сжатия.

m — показатель политропы расширения.

L — работа сжатия 1 кг холодильного агента (кгм).

Σ — общая работа сжатия (кгм).

AL — работа сжатия 1 кг в тепловых единицах (кал/кг).

$A\Sigma$ — общая работа сжатия в тепловых единицах (кал).

- q_0 — холодопроизводительность 1 кг холодильного агента (кал/кг).
 q_0'' — холодопроизводительность 1 кг холодильного агента при засасывании сухого насыщенного пара (кал/кг).
 q_0^x — холодопроизводительность 1 кг холодильного агента при засасывании влажного пара с удельным паросодержанием x (кал/кг).
 q_{01} — холодопроизводительность 1 кг холодильного агента в ступени высокого давления.
 q_{02} — холодопроизводительность 1 кг холодильного агента в ступени низкого давления.
 q_v'' — холодопроизводительность на 1 м³ сухого насыщенного пара (кал/м³).
 q_v^x — холодопроизводительность на 1 м³ пара при удельном паросодержании x (кал/м³).
 q — тепло, отдаваемое в конденсаторе 1 кг холодильного агента (кал/кг).
 q_u — тепло, отдаваемое 1 кг холодильного агента при переохлаждении (кал/кг).
 $\mu_x = \frac{q_v^x}{q_v''}$ — отношение объемной холодопроизводительности влажного или перегретого пара к объемной холодопроизводительности сухого насыщенного пара.
 G_a — часовое количество циркулирующего в системе холодильного агента (кг/час).
 G_w — часовое количество циркулирующей воды (кг/час).
 G_s — часовое количество циркулирующего рассола (кг/час).
 Q_0 — холодопроизводительность машины (кал/час).
 Q — нагрузка конденсатора (кал/час).
 ε_0 — холодильный коэффициент обратного цикла Карно.
 $\varepsilon_{теор}$ — теоретический холодильный коэффициент осуществляемого цикла.
 ε — действительный холодильный коэффициент.
 ε_n — холодильный коэффициент цикла Ворхиса.
 V — объем в м³.
 V_h — часовый объем цилиндра компрессора (м³/час).
 N_i — индикаторная мощность компрессора (и.л.с.).
 N_{i1} — " " " ступени высокого давления (и.л.с.).
 N_{i2} — " " " низкого давления (и.л.с.).
 $N_{тр}$ — работа трения (л.с.).
 N_e — эффективная мощность компрессора (на валу) (эл.с.).
 η_m — механический к. п. д. компрессора.
 K — удельная холодопроизводительность машины (кал/и.л.с.ч.).
 n — число оборотов машины в минуту.
 η_v — объемный коэффициент компрессора по индикаторной диаграмме.
 λ_a — коэффициент подачи компрессора, определяемый по отношению весовых количеств засасываемого холодильного агента (действительного и теоретического) в его состоянии перед компрессором.
 $\eta_w = \frac{\lambda_a}{\lambda_0}$ — коэффициент подогрева пара стенками цилиндра.
 λ_0 — коэффициент подачи компрессора как холодильной машины, определяемый по отношению холодопроизводительности, полученной в действительных условиях работы, к теоретической холодопроизводительности в условиях засасывания сухого насыщенного пара.
 $\lambda_y = \lambda_0 \cdot \varphi$ — коэффициент подачи установки.
 φ — отношение холодопроизводительности машины нетто и брутто.
 η_a — к. п. д. адиабатического сжатия.
 η_s — индикаторный к. п. д.
 $p = \frac{p_i}{p_{iг}}$ — отношение действительного среднего индикаторного давления в цилиндре компрессора к теоретическому среднему индикаторному давлению.
 W — работа сжатия при смещении паров высокого и низкого давлений в цикле Ворхиса (кал/кг м.д.).
 w — скорость (м/сек).
 μ — коэффициент расхода при истечении.
 ϕ — критическое отношение давлений при истечении пара из отверстий.
 ζ — коэффициент сопротивления при истечении.
 $g = 9,81$ — ускорение силы тяжести (м/сек²).
 ξ — потеря в значении холодильного коэффициента, вызываемая дроссельным процессом в регулирующем вентиле.

Принятые в книге обозначения физических состояний и свойств холодильных агентов в основном соответствуют обозначениям, принятым в германских „Нормах испытания холодильных машин“. Однако, поскольку

все обозначения термодинамических величин, относящиеся к 1 кг холодильного агента, обозначаются малыми буквами и поскольку общая холодопроизводительность обозначается через прописное Q_0 , авторы сочли более последовательным и удобным холодопроизводительность, отнесенную к 1 кг холодильного агента, обозначить малой буквой q_0 (кал/кг), а для объемной холодопроизводительности ввести новое обозначение q_v (кал/м³) вместо принятого в германских нормах q_0 (кал/м³). По соображениям, изложенным в гл. II, § 4, введены верхние индексы " и ° при q_0 и q_v для обозначения холодопроизводительности пара сухого насыщенного или с иным паросодержанием x . По соображениям внешнего оформления авторы сочли неудобным обозначить работу сжатия, отнесенную к 1 кг холодильного агента, через Al и сохранили общепринятое обозначение AL , поэтому во избежание смешения с предыдущим в общей работе сжатия AL авторы применили немецкую (готическую) букву $\mathfrak{L}$ прописное.

В соответствии с постановлением V Международного конгресса по холодильному делу, имевшего место в Риме в 1928 г., авторы сочли целесообразным привычный термин "теплосодержание" заменить "энтальпией" во избежание возможного смешения полного количества сообщенной рабочему телу энергии (тепла и механической работы) с подводимым теплом, тем более, что этот термин уже введен в новейших американских диаграммах и германских таблицах паров холодильных агентов.

Более глубокий анализ действительного рабочего процесса компрессионной холодильной машины привел также к необходимости уточнения понятия коэффициентов подачи и полезного действия. Эти понятия были совершенно различны в германских и американских правилах испытания холодильных машин, соответствуя в первых λ_0 и η_i , а во вторых — λ_a и η_a . Авторы дали синтез обоих методов анализа и установили их взаимную связь, введя переходный коэффициент μ , учитывающий то изменение холодопроизводительности и экономичности, которое теоретически вытекает из поступления в компрессор паров не сухих насыщенных, а с иным паросодержанием x . Это оказалось необходимым как для того, чтобы иметь возможность произвести более глубокий анализ потерь в компрессоре и ввести общность с исследованием рабочего процесса воздушных компрессоров, так и потому, что в машинах двухступенчатого сжатия с неполным промежуточным охлаждением пар поступает в ц. в. д. в значительной мере перегретым, и оценка подачи ц. в. д. и затраты мощности в нем коэффициентами λ_0 и η_i совершенно нереальна.

По аналогии с другими тепловыми машинами введен коэффициент подачи установки λ_u , представляющий отношение полезно полученной холодопроизводительности Q_0 нетто к той теоретической холодопроизводительности, которую машина могла бы дать в принятом нами нормальном процессе, т. е. при заполнении всего цилиндра сухими насыщенными парами холодильного агента.

В отличие от принятого некоторыми авторами Фишеровского обозначения $(1-\lambda) = (1-\eta_0) + (1-\eta_w)$ нами принято по аналогии с Кенигером обозначение $\lambda_a = \eta_0 \cdot \eta_w$, не только потому, что более привычно коэффициенты перемножать, чем вычитать и складывать, но также и потому, что это дало нам возможность путем сравнения η_0 с ρ и η_i с η_w дать более глубокий анализ зависимости между объемными и энергетическими потерями.

Вводя ряд новых обозначений, авторы считали, что лучше иметь некоторое расхождение с предыдущей литературой, чем с задачами будущего развития данной отрасли науки; авторы надеются, что их методы смогут быть положены в основу союзных правил испытания холодильных машин и сделаться таким образом стандартными.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
Обозначения	5

Глава первая

Рабочий процесс холодильной машины в тепловых диаграммах

1. Термодинамические основы искусственного охлаждения	11
2. Процесс воздушной холодильной машины	14
3. Процесс паровой компрессионной холодильной машины	17
4. Выбор холодильного агента	22
5. Влажный и сухой ход компрессора	27
6. Нормальный цикл одноступенчатого сжатия	30
7. Расчет теоретического процесса машины	31
8. „Нормальные“ и „стандартные“ условия работы холодильной машины	37
9. Наиболее выгодное давление в конденсаторе углекислотной холодильной машины	38
10. Процесс Планка с дополнительным сжатием углекислоты перед регулирующим вентилем	40
11. Процесс с переохлаждением холодильного агента перед регулирующим вентилем холодным паром в „аккумуляторе“	41
Указатель литературы к главе I	43

Глава вторая

Действительный процесс в компрессоре с вредным пространством, дросселированием, теплообменом и трением

1. Адиабатическое расширение из вредного пространства	44
2. Объемные потери в действительном процессе	45
3. Энергетические потери	50
4. Влияние влажного хода и перегрева на всасывание	54
5. Работа трения	60
6. Потери вне компрессора	65
7. Действительный и теоретический процессы холодильной машины	66
Указатель литературы к главе II	70

Глава третья

Сложные процессы

1. Двухступенчатое сжатие	71
2. Нормальный теоретический процесс двухступенчатого сжатия и регулирования	72
3. Действительный процесс двухступенчатого сжатия и регулирования	82
4. Процесс Виндаугена	86
5. Процесс Ворхиса	90
6. Процесс Ворхиса в углекислотной машине	106
7. Варианты практического осуществления схем двухступенчатого сжатия и процесса Ворхиса	111
Указатель литературы к главе III	116

Глава четвертая

Конструкции поршневых компрессоров

1. Основные типы аммиачных компрессоров	118
А. Горизонтальные машины	135
Б. Вертикальные машины	150
2. Детали аммиачных компрессоров	—
А. Цилиндры	—

	Стр.
Б. Всасывающие и нагнетательные клапаны	153
В. Предохранительные клапаны	168
Г. Поршень	171
Д. Сальник	173
Е. Приспособления для регулирования (понижения) производительности, для облег- ченного пуска машины в ход и для переключения направлений всасывания и нагнетания	177
Ж. Смазка	181
З. Механизм передачи движения	183
§ 3. Специальные типы и конструкции аммиачных компрессоров	184
А. Горизонтальные прямоходные компрессоры двойного действия	185
Б. Компрессоры, осуществляющие цикл Вормса	189
В. Бесклапанные компрессоры завода Вест	193
Г. Вертикальные машины типов отличных от ВП	194
Д. Компрессоры двух- и трехступенчатого сжатия	199
4. Общая характеристика углекислотных компрессоров	204
5. Детали углекислотных компрессоров	—
А. Цилиндры	—
Б. Поршень	205
В. Клапаны	210
Г. Сальники	212
Д. Предохранительные устройства	—
Е. Рама и вал	213
Ж. Станины вертикальных машин	218
6. Углекислотные машины для сложных циклов	220
7. Сернистокислотные компрессоры	225
Указатель литературы к главе IV	—

Глава пятая

Автоматика холодильных машин

1. Назначение автоматики	227
2. Автоматика на стороне нагнетания	—
3. Автоматика на стороне всасывания и регулирующий вентиль	229
Указатель литературы к главе V	236

Глава шестая

Малые холодильные машины

1. Машины-автоматы совершенно закрытого типа	237
2. Малые поршневые машины	242
3. Рабочие коэффициенты малых машин	249
4. Ротативные компрессоры	250
Указатель литературы к главе VI	254

ПРИЛОЖЕНИЯ

1. Проекты промтипов аммиачных компрессоров	256
Аммиачные компрессоры для одноступенчатого сжатия	—
Аммиачные компрессоры для двухступенчатого сжатия	258
Аммиачные компрессоры, работающие по способу „мультипл эффект“	259
Малые холодильные машины	260
Аммиачные компрессоры для малых холодильных машин	261
Автоматика для малых холодильных машин	262
2. Тепловые таблицы	264
1. Таблица паров для аммиака	—
2. Таблица паров для сернистого ангидрида	267
3. Таблица паров для углекислоты	268
4. Таблица паров для хлорметила	269
5. Теоретическая объемная холодопроизводительность аммиака q_v'' кал/м ³	270
6. Теоретическая объемная холодопроизводительность сернистого ангидрида q_v'' кал/м ³	271
7. Теоретическая объемная холодопроизводительность углекислоты q_v'' кал/м ³	272
8. Теоретическая объемная холодопроизводительность хлорметила q_v'' кал/м ³	280
9. Теоретическая удельная холодопроизводительность кал/л. с. ч. для аммиака	281
10. Теоретическая удельная холодопроизводительность кал/л. с. ч. для сернистого ангидрида	284

	Стр.
11. Теоретическая удельная холодопроизводительность <i>кал/л. с. ч.</i> для углекислоты	286
12. Теоретическая удельная холодопроизводительность <i>кал/л. с. ч.</i> для хлорметила	293
13. Таблица паров для хлорэтита	296
3. Габаритные таблицы	298
14. Установочные размеры горизонтальных аммиачных компрессоров с вилчатой рамой (зав. Борзиг, легкая модель)	—
15. То же, тяжелая модель	—
16. Установочные размеры вертикальных аммиачных компрессоров завода Йорк	299
17. То же	301
18. Установочные размеры вертикальн. быстроходных аммиачных компрессоров фирмы „VDK“	302
19. Установочные размеры американских CO_2 -компрессоров по Макинтайру	304
20. Установочные размеры CO_2 -компрессоров Сабро марки Р	305
21. Установочные размеры CO_2 -компрессоров Сабро марки ВВ	306
22. Установочные размеры холодильных машин AS	307
23. Установочные размеры холодильных машин „Гласия“	308
24. Установочные размеры холодильных машин „Автофригор“	309
4. Диаграммы	310
1. i/p — диаграмма для углекислоты (Планка — Куприянова)	
2. $T-S$ — диаграмма для углекислоты (Планка — Куприянова)	
3. i/g p — диаграмма для аммиака	
4. i/g p — диаграмма для хлорметила	
5. i/g p — диаграмма для сернистого ангидрида	

ГЛАВА ПЕРВАЯ.

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ В ТЕПЛОВЫХ ДИАГРАММАХ.

§ 1. Термодинамические основы искусственного охлаждения.

Задача холодильной техники заключается в отнятии тепла у тела, температура которого ниже температуры окружающей среды. Действительно, если надлежит охлаждать холодильный склад или камеру, то задача сводится к поддержанию в камере более низкой температуры, чем у окружающей среды, и к непрерывному отводу проникающего в камеру извне тепла. Если производится лед, то прежде всего надлежит понизить температуру воды до 0° и затем отнять всю скрытую теплоту затвердевания льда. Если производится ожижение воздуха или других трудно конденсируемых газов, то задача сводится к отнятию скрытой теплоты парообразования при очень низкой температуре.

Рассмотрим эту задачу с точки зрения основных законов термодинамики. Первый основной закон термодинамики — закон сохранения энергии — говорит, что тепло есть одна из форм энергии. Мы можем превращать энергию из одной формы в другую, но не можем уничтожить ее. Так как в процессе охлаждения нет возможности превратить отнимаемое тепло в иную форму энергии, то остается один выход — передать отнятое тепло какому-либо другому телу; таким телом, вообще говоря, может быть окружающая среда, и практически мы выбираем такое тело, которое оказывается наиболее удобным для этой цели. Воздух неудобен из-за своей малой теплоемкости и плохой теплопроводности; обычно применяют воду, которую в этом случае называют охлаждающей водой. Однако охлаждающая вода имеет более высокую температуру, чем тело, у которого отнимается тепло, и потому перед холодильной техникой встает задача отнять у этого холодного тела тепло и передать его охлаждающей воде, имеющей более высокую температуру¹. Спрашивается, каким же образом можно этого достигнуть.

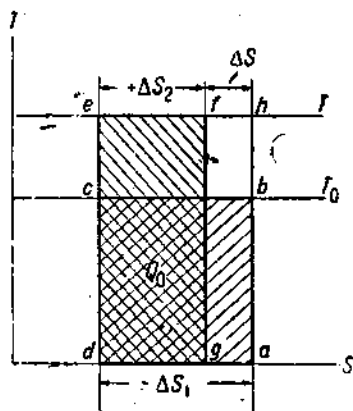
Практика показывает, что такой переход тепла не может происходить сам собой, что для этого требуются специальные устройства, которые в свою очередь требуют затраты работы или тепла. Ответ на этот вопрос мы находим во втором основном законе термодинамики, который с помощью понятия об энтропии может быть сформулирован в таком виде: в природе — в тех пределах этой природы, в которых работает техника — невоз-

¹ Бывают, правда, случаи, когда холодильная машина устанавливается для охлаждения среды более теплой, чем наличная „наружная среда“, в виде охлаждающей воды, например, на фабриках вискозного шелка, где производится в числе прочего искусственное охлаждение „измельчителя“ для поддержания в нем температуры $+2^{\circ}\text{C}$ при наличии воды температурой $+15^{\circ}\text{C}$. Взамен последней в охлаждающую рубашку „измельчителя“ пускается рассол с температурой 0°C . Цель — более интенсивное охлаждение благодаря большей разности температур, чем то, которое могло бы быть достигнуто пропуском воды с $+15^{\circ}\text{C}$. Однако противоречие с вышесказанным здесь лишь кажущееся, так как и в этом случае холодильная машина работает на отнятии тепла у более холодного, чем окружающая среда, рассола (0°C).

можно процессы, которые могли бы вызвать уменьшение общей суммы энтропии всех участвующих в процессе тел, и, наоборот, осуществимы лишь такие естественно протекающие процессы, в которых общая сумма энтропии всех участвующих в процессе тел растет, или в предельном случае остается неизменной.

Процессы охлаждения — такие процессы, в которых энтропия уменьшается. Если тепло отнимается у холодного тела (при температуре T_0) и сообщается более теплову (при температуре T), то уменьшение энтропии первого будет больше увеличения энтропии второго.

Такой процесс возможен лишь в том случае, если будет введен некоторый вспомогательный процесс, и этот последний может быть лишь таким, при котором энтропия будет возрастать, так как уменьшение энтропии в целом невозможно. Мы имеем здесь тот общий признак, по которому для достижения охлаждения пригодны лишь те вспомогательные процессы, которые протекают с увеличением энтропии, причем общее увеличение энтропии при отдаче тепла должно быть, по меньшей мере, так же велико, как и уменьшение энтропии при процессе охлаждения. Отсюда легко вычисляется та минимальная работа, которую надо затратить, чтобы выполнить поставленную задачу. Это есть та работа, которая может уравновесить уменьшение энтропии, вызванное процессом охлаждения, так как баланс энтропии говорит, что сумма изменений энтропии в наивыгоднейшем предельном (идеальном) случае должна быть равна нулю¹. Действительно, если бы мы могли (фиг. 1) количество тепла Q_0 (площ. $a-b-c-d$ = площ. $d-e-f-g$), отнятое при температуре T_0 , отдать охлаждающей воде при температуре $T > T_0$, то уменьшение энтропии



Фиг. 1.

в первом случае было бы $-\Delta S_1 = \frac{Q_0}{T_0}$, а увеличение ее во втором случае

$+\Delta S_2 = \frac{Q_0}{T}$, причем ΔS_2 по абсолютной величине было бы меньше ΔS_1 , так как $T > T_0$. Уменьшение энтропии было бы при этом:

$$\Delta S = \Delta S_1 - \Delta S_2 = Q_0 \left[\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T} \right]. \quad (1)$$

Так как такое уменьшение энтропии невозможно, то, очевидно, для переноса тепла Q_0 необходима затрата работы AQ (работа выражена в тепловых единицах), которая увеличит энтропию окружающей среды на величину $\Delta S = \frac{AQ}{T}$ или несколько большую, т. е.

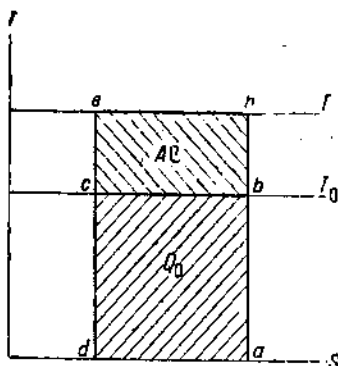
$$\Delta S = \frac{AQ}{T} \geq Q_0 \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T} \right), \quad (2)$$

откуда может быть определена та минимальная работа AQ (площ. $c-b-h-e$, фиг. 2), которую необходимо затратить для переноса тепла Q_0 (площ. $a-b-c-d$) с низшего T_0 на высший T температурный уровень:

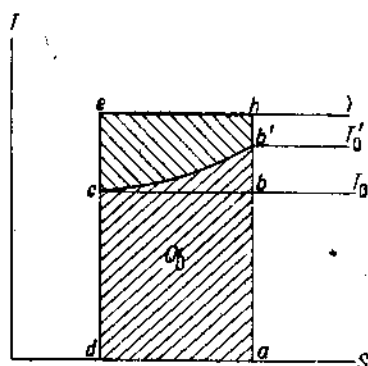
$$AQ \geq Q_0 \left[\frac{T}{T_0} - 1 \right] = Q_0 \cdot \frac{T - T_0}{T_0}. \quad (3)$$

¹ R. Mollier, Die physikalischen Grundlagen der Kältetechnik. Z. f. d. g. K. J. 1909, H. 10.

Из последнего равенства видно, что затрата работы в холодильной машине, с одной стороны, пропорциональна количеству тепла Q_0 , переносимого с низшего на высший температурный уровень, с другой стороны, она пропорциональна разности температурных уровней $T - T_0$, и что в практике, следовательно, надо стремиться к возможному уменьшению этой разницы температур. Каждый лишний градус понижения температуры T_0 покупается ценой излишней затраты механической работы; повышение верхнего температурного уровня T , связанное с применением более теплой охлаждающей воды, также влечет за собой увеличение затраты механической работы, поэтому вопрос об изыскании наиболее холодных источников охлаждающей воды имеет для холодильной машины перво-степенное значение.



Фиг. 2.



Фиг. 2а.

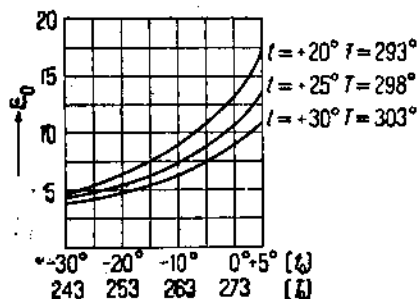
Характеристикой тепловой экономичности процесса холодильной машины (фиг. 2) является его холодильный коэффициент ϵ_0 , представляющий отношение достигнутой холодопроизводительности Q_0 к затраченной работе $A\Sigma$, выраженной в тепловых единицах:

$$\epsilon_0 = \frac{Q_0}{A\Sigma} = \frac{T_0}{T - T_0}. \quad (4)$$

Пользуясь холодильным коэффициентом (коэффициентом холодопроизводительности машины) ϵ_0 , легко определить удельную холодопроизводительность машины K в калориях на 1 л.с.ч.:

$$K = \epsilon_0 \cdot 632. \quad (5)$$

Как видно из уравнения (4), холодильный коэффициент машины, осуществляющей обратный цикл Карно (S. Carnot)¹, не зависит от природы рабочего тела (холодильного агента) и является лишь функцией абсолютных температур T и T_0 (фиг. 3). Холодильный коэффициент машины обычно значительно больше единицы и изменяется в широких пределах в зависимости от условий работы.



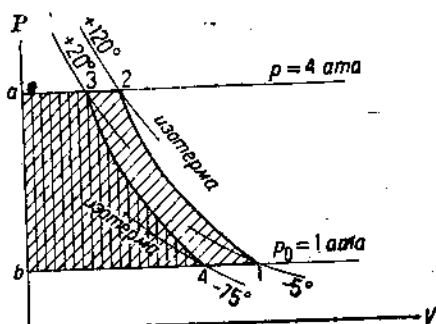
Фиг. 3.

¹ Нормальный цикл Карно (движение по часовой стрелке на фиг. 2) является наилучшим предельным (идеальным) циклом теплового двигателя, располагающего горячим источником с постоянной температурой T и холодным источником с постоянной температурой (T_0).

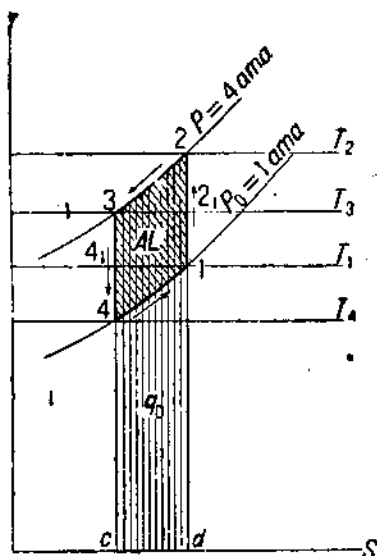
§ 2. Процесс воздушной холодильной машины.

Поскольку холодильный коэффициент ϵ_0 обратного цикла Карно не зависит от природы холодильного агента, казалось бы вполне естественным использовать в качестве холодильного агента в первую очередь воздух, имеющийся в неограниченном количестве в нашем распоряжении и к тому же бесплатно. Круговой процесс воздушной холодильной машины заключается в том, что воздух адиабатически сжимается в компрессоре до 4—5 ат, охлаждается затем водой до температуры охлаждающей воды, после чего поступает в расширительный цилиндр, где одновременно с падением давления падает и его температура.

Допустим (фиг. 4), что компрессор всасывает воздух при температуре -5°C и давлении $p_0 = 1 \text{ ат}$ (точка 1), сжимает его адиабатически до давления $p = 4 \text{ ат}$, причем конечная температура сжатия достигает



Фиг. 4.



Фиг. 5.

120°C (точка 2). После охлаждения водой в холодильнике при постоянном давлении до температуры $+20^\circ\text{C}$ (точка 3) воздух адиабатически расширяется в расширительном цилиндре до первоначального давления $p_0 = 1 \text{ ат}$ и температура его при этом понижается до -75°C (точка 4). Площ. 1-2-а-б (наклонная штриховка) представляет собой затрату работы L_k в компрессоре, площ. 3-4-б-а (вертикальная штриховка) — работу L_E , отдаваемую расширительным цилиндром. Затрата работы в идеальной машине $L = L_k - L_E$ выражается в P - v -диаграмме площ. 1-2-3-4.

Недостатки указанного процесса воздушной холодильной машины наиболее рельефно могут быть выявлены путем переноса его в энтропийную T - S -диаграмму (фиг. 5).

Холодопроизводительность 1 кг воздуха q_0 определяется в диаграмме площадью находящейся под линией 1-4 (вертикальная штриховка), затрата работы AL на 1 кг — площ. 1-2-3-4 (наклонная штриховка).

Холодильный коэффициент:

$$\begin{aligned} \epsilon_{\text{теор}} &= \frac{\text{плоч. } d-1-4-c}{\text{плоч. } 1-2-3-4} = \frac{q_0}{AL} = \frac{q_0}{AL_k - AL_E} = \\ &= \frac{c_p [T_1 - T_4]}{c_p [T_2 - T_1] - c_p [T_3 - T_4]} = \frac{c_p [T_1 - T_4]}{c_p \cdot T_1 \left[\frac{T_2}{T_1} - 1 \right] - c_p \cdot T_4 \left[\frac{T_3}{T_4} - 1 \right]}. \end{aligned}$$

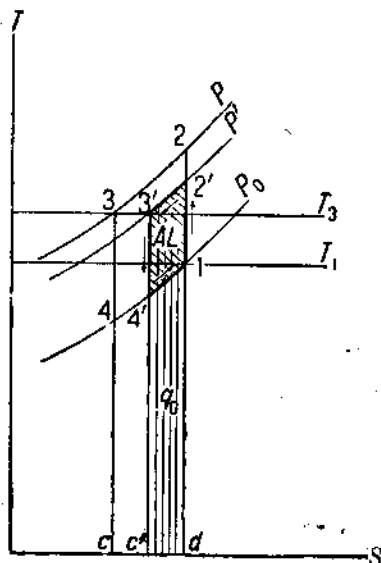
Так как при адиабатическом сжатии и расширении:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}, \text{ то } \frac{T_2}{T_1} - 1 = \frac{T_3}{T_4} - 1 \text{ и}$$

$$\varepsilon_{теор} = \frac{1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} = \frac{1}{\frac{T_3}{T_4} - 1} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_4}{T_3 - T_4} = \frac{1}{\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}. \quad (6)$$

Холодильный коэффициент такого цикла (1-2-3-4) с двумя адиабатами (1-2 и 3-4) и двумя изобарами (2-3 и 4-1) значительно ниже холодильного коэффициента обратного цикла Карно (1-2₁-3-4₁-1) с двумя адиабатами (1-2₁ и 3-4₁) и двумя изотермами T₁ и T₃, соответствующими потребной¹ температуре охлаждения T₁ и температуре имеющейся² охлаждающей воды T₃.

Для осуществления цикла Карно в воздушной холодильной машине сжатие воздуха в компрессоре от давления p₀ до давления p следовало бы производить сначала адиабатически до точки 2₁, пока его температура не достигнет температуры охлаждающей воды T₃ (адиабата 1-2₁), а затем — изотермически (изотерма 2₁-3); в расширительном цилиндре воздух должен был бы расширяться от давления p до давления p₀ сначала адиабатически до температуры охлаждаемого помещения T₁ (адиабата 3-4₁), после чего — изотермически (изотерма 4₁-1). Осуществление таких процессов изотермического сжатия и изотермического расширения в рабочих цилиндрах машины практически совершенно невозможно из-за недостаточности охлаждающей поверхности цилиндра, плохой теплопроводности воздуха, низких коэффициентов теплопередачи от стенки к воздуху и недостатка времени для теплопередачи при быстроходности машины. Сжатие и расширение воздуха практически происходит по политропам, ближе приближающимся к адиабатам, чем к изотермам. Для повышения холодильного коэффициента ε_{теор} [по уравнению (6)] остается лишь идти по пути



Фиг. 6.

уменьшения отношения $\frac{p}{p_0}$, производя сжатие воздуха до конечного давления $p' < p$ (фиг. 6), но происходящее при этом уменьшение холодопроизводительности 1 кг воздуха (в отношении площадей $d-1-4'-c'$ и $d-1-4-c$) приводит к необходимости пропуска через машину соответственно больших объемов воздуха и к соответствующему увеличению размеров цилиндров машин, которые и без того чрезмерно громоздки; практически воздушные машины работают при конечном давлении сжатия от 3 до 5 *атм*. Поскольку затрачиваемая в машине работа является

¹ На значения этого понятия мы остановимся в конце гл. II. В данном случае оно характеризует компрессор, работающий без вредного пространства, без добавочных сопротивлений, без теплообмена и трения.

² Мы подчеркнули эти слова о том, чтобы вернуться к этому вопросу в связи с циклом Лоренца (гл. II, § 7).

В конечном результате лишь разницей абсолютно значительно больших работ сжатия в компрессоре и расширения в расширительном цилиндре, механические потери сжатия и расширения ложатся относительно тяжелым бременем на затрачиваемую в машине работу, как это видно из приведенного ниже ориентировочного подсчета.

Холодильный коэффициент $\epsilon_{теор}$ идеального (без теплообмена и трения) цикла воздушной холодильной машины с двумя адиабатами (1-2 и 3-4) и двумя изобарами (2-3 и 4-1), как видно из приведенной таблицы, весьма значительно уступает циклу Карно (с двумя адиабатами и двумя изотермами), при одинаковых температурах охлаждаемого помещения ($t_1 = -5^\circ$, $T_1 = 268^\circ\text{C}$) и охлаждающей воды ($t_3 = +20^\circ$, $T_3 = 293^\circ\text{C}$).

ТАБЛИЦА 1

Конечное давление сжатия p (при начальном давлении $p_0 = 1 \text{ атм}$, $t_1 = -5^\circ$, $t_3 = +20^\circ\text{C}$)	3 атм	4 атм	5 атм
Конечная температура сжатия t_2 $^\circ\text{C}$	91,5	121	145
» » расширения t_4 $^\circ\text{C}$	-59,5	-77	-89
Работа сжатия AL_K кал/кг	23,0	30,1	37,9
» расширения AL_E кал/кг	19,0	23,2	25,4
Затрачиваемая работа AL кал/кг	4,0	6,9	12,5
Холодильный коэффициент $\epsilon_{теор}$	3,25	2,5	2,03
Теоретическая холодопроизводительность в калориях на 1 л. с. ч.	2050	1580	1280

В условиях действительного процесса, благодаря происходящему вредному теплообмену воздуха со стенками цилиндров, трению и другим потерям, действительный холодильный коэффициент оказывается значительно ниже ранее нами рассчитанного. По причинам, изложенным в гл. II, индикаторная работа, расходуемая в компрессоре для сжатия, примерно

в $\frac{1}{0,85}$ раз больше теоретической, получаемая в расширительном цилиндре индикаторная мощность составляет около 0,85 теоретической, и механический к. п. д. составляет примерно 90%. Применяв эти значения к примеру табл. 1 ($p = 3 \text{ атм}$), мы получим:

$$\text{Работа сжатия } AL_K = \frac{23,0}{0,85 \cdot 0,9} = 30 \text{ кал/кг.}$$

$$\text{Работа расширения } AL_E = 19,0 \cdot 0,85 \cdot 0,9 = 14,5 \text{ кал/кг.}$$

Затрачиваемая работа $AL = 30,0 - 14,5 = 15,5 \text{ кал/кг}$, т. е. в 4 раза больше теоретической.

Влага, содержащаяся в воздухе, весьма неприятно отражается на работе расширительного цилиндра, так как при значительном падении температуры воздуха во время расширения он оказывается перенасыщенным влагой, и последняя оседает в цилиндре в виде снега. Для избежания нежелательных снегообразований, забивающих рабочие органы машины, прибегают иногда к расширению воздуха в двух цилиндрах; в первом воздух понижает свою температуру примерно до 0° и выделяет избыточную влагу в виде воды, которая удаляется до поступления воздуха во второй расширительный цилиндр. Иногда сжатый воздух, выходящий из водяного охладителя, до поступления его в расширительный цилиндр охлаждают в целях осушения в теплообменнике холодным воздухом, выходящим из охлаждаемого помещения.

Низкие значения холодильного коэффициента и механического к. п. д. поршневой воздушной холодильной машины, а также трудности, связанные с преодолением в ней очень больших объемов циркулирующего воз-

буха, и затруднения в борьбе со снеговыми осадками в рабочих органах были причиной того, что поршневая воздушная машина отошла в историю.

В связи с широким развитием в последнее время турбостроения возможно ожидать в ряде случаев возрождения воздушной холодильной машины в виде агрегата, состоящего из турбокомпрессора и воздушной турбины, для которых большие объемы циркулирующего воздуха являются не затруднением, а благоприятным фактором. Повышение индикаторного к. п. д., вызванное прямооточностью движения воздуха в машине, и высокие значения механического к. п. д. турбомашин могут обеспечить в крупных установках значительное повышение холодопроизводительности на 1 э. л. с. ч.

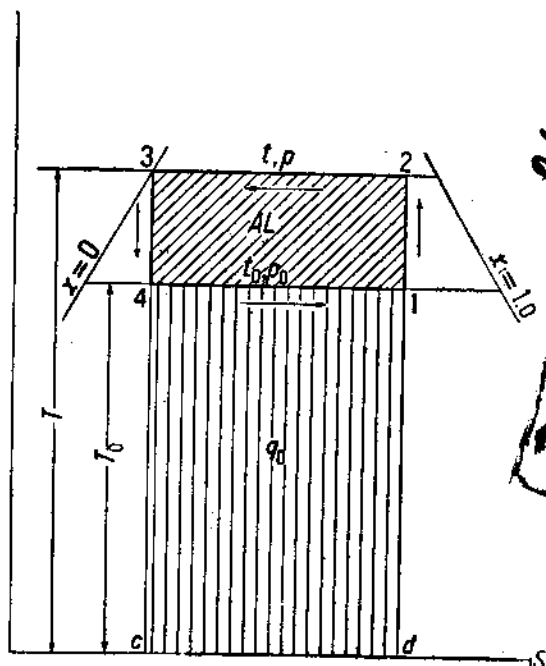
§ 3. Процесс паровой компрессионной холодильной машины

Процесс паровой компрессионной машины (фиг. 7) имеет то основное преимущество перед процессом воздушной холодильной машины, что он (целиком или в основном) протекает в области насыщения (между нижней и верхней пограничными кривыми $x=0$ и $x=1,0$) и поэтому допускает с большим приближением осуществление цикла Карно, так как изобары в области насыщения совпадают с изотермами.

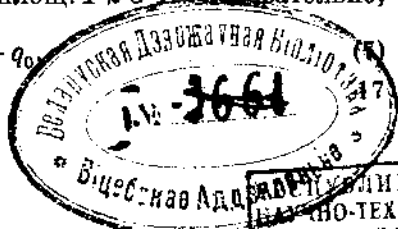
Процесс охлаждения при температуре T_0 (t_0) (линия 4-1) осуществляется путем испарения жидкого холодильного агента при постоянном давлении p_0 , соответствующем этой температуре кипения жидкости. Температура испарения остается неизменной до тех пор, пока не изменится давление, под которым она находится, и пока не испарятся последние капли жидкости. Состояние влажного пара, засасываемого компрессором, характеризуется точкой 1; компрессор сжимает его адиабатически (по линии 1-2) до давления p и соответствующей ему определенной температуры конденсации T (t). Процесс отдачи тепла в конденсаторе осуществляется, таким образом, при постоянном давлении и температуре (линия 2-3), соответствующим температуре охлаждающей воды: температура конденсации обычно на несколько градусов лежит выше температуры охлаждающей воды в зависимости от типа и размеров конденсатора и расхода охлаждающей воды. Адиабатическое расширение по линии 3-4 должно осуществляться в особом расширительном цилиндре.

Холодопроизводительность q_0 (для 1 кг) измеряется в диаграмме (фиг. 7) площ. $d-1-4-c$, количества тепла q , отданное в конденсаторе, — площ. $d-2-3-c$, затрата работы $AL = AL_K - AL_E$ — площ. 1-2-3-4. Следовательно,

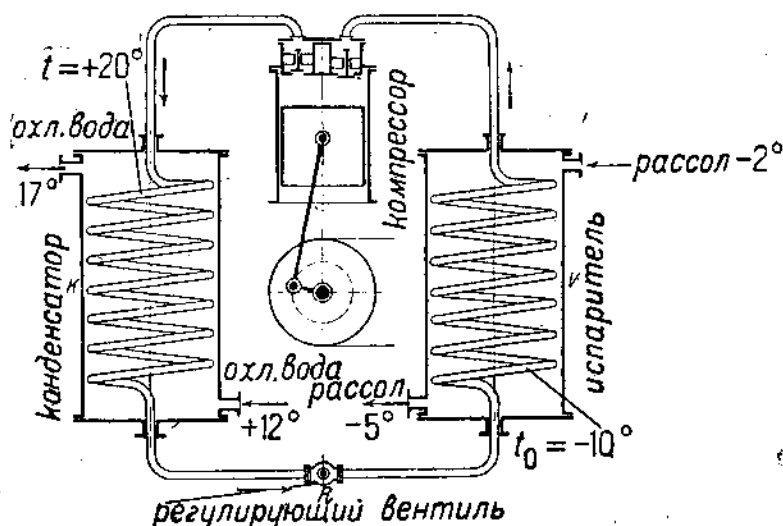
$$q = q_0 + AL \text{ и } AL = q - q_0$$



Фиг. 7.

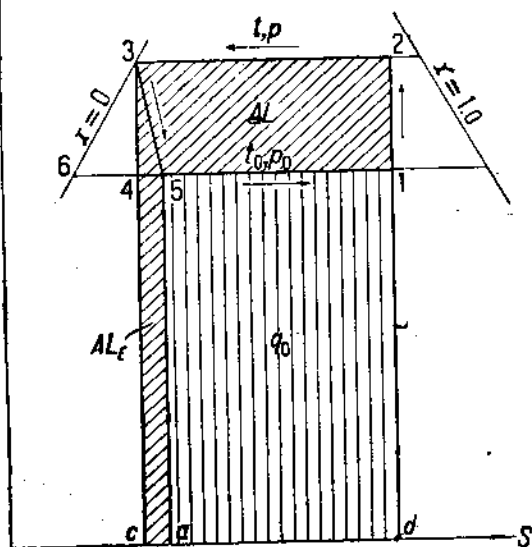


В практическом осуществлении цикла паровой компрессионной холодильной машины приходится отказаться от пользования расширительным цилиндром и заменить его дроссельным (регулирующим) вентилем. Основ-



Фиг. 8.

ной причиной отказа от расширительного цилиндра является невозможность его конструктивного выполнения из-за крайней незначительности его размеров, поскольку холодильный агент поступает в него в виде жидкости; с другой стороны, регулирующий вентиль, не внося в процесс особенно чувствительных потерь, дает возможность просто и удобно регулировать работу холодильной машины в различных условиях ее использования.



Фиг. 9.

Обычная схема паровой компрессионной холодильной машины с регулирующим вентилем представлена на фиг. 8. Компрессор засасывает пары холодильного агента из испарителя (рефрижератора) при температуре испарения холодильного агента -10°C (для аммиака соответствующее давление всасывания $2,97\text{ атм}$), охлаждая при этом за счет испарения холодильного агента циркулирующий через него рассол с -2 до -5°C , и нагнетает пары в конденсатор, где производится их охлаждение при температуре конденсации $+20^{\circ}\text{C}$ (для аммиака при давлении $8,74\text{ атм}$), со-

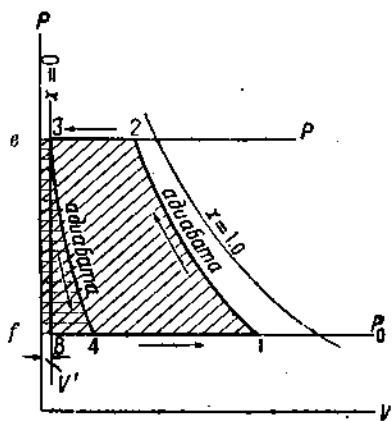
ответственно имеющейся температуре охлаждающей воды, нагревающейся при этом с $+12$ до $+17^{\circ}\text{C}$. Сконденсированный холодильный агент через

регулирующий (дрозельный) вентиль снова поступает в испаритель при давлении, соответствующем требуемой температуре испарения; большим или меньшим открытием регулирующего вентиля устанавливается более высокая или более низкая температура испарения холодильного агента.

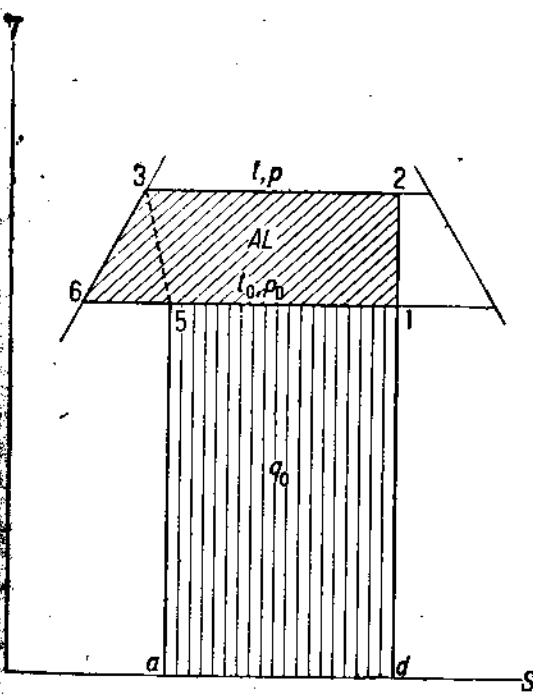
Замена расширительного цилиндра регулирующим вентилем вносит в процесс следующие изменения (фиг. 9): дроссельный процесс в регулирующем вентиле протекает в тепловой $T-S$ -диаграмме по кривой 3-5 постоянного теплосодержания (изентальпа). Помимо потери работы AL_E , которая была бы полезно отдана в расширительном цилиндре, мы имеем еще потерю холодопроизводительности, измеряемую площ. 4-5-a-c, так как неиспользованная работа расширительного цилиндра отдается теперь холодильному агенту в виде тепла, за счет которого происходит дополнительное бесполезное парообразование в регулирующем вентиле (измеряемое отрезком 4-5). Холодопроизводительность агента q_0 измеряется теперь в тепловой диаграмме площ.

1-5-a-d (вертикальная штриховка) вместо площ. 1-4-c-d, затрата же работы AL увеличивается на ту же площ. 4-5-a-c и определяется площ. c-4-3-2-1-5-a (наклонная штриховка). Нетрудно доказать, что потеря работы AL_E из-за

замены расширительного цилиндра регулирующим вентилем с достаточной для практики точностью (за исключением углекислоты) может быть принята равной площ. 3-4-6. Действительно, перенеся процесс паровой компрессионной холодильной машины в систему $P-v$ -координат (фиг. 10), нетрудно усмотреть, что работа расширительного цилиндра L_E выражается в ней площ. e-3-4-f (горизонтальная штриховка). Если пренебречь работой жидкости ввиду незначительности ее удельного объема v' , т. е. пренебречь членом $(P - P_0)v'$, работу расширительного цилиндра L_E можно с достаточной точностью измерять площ. 3-4-6, заключенной между адиабатой 3-4 и нижней пограничной кривой¹. В тепловой диаграмме ей соответствует та же площ. 3-4-6, выражающая работу AL_E в тепловых единицах; таким образом площ. 3-4-6 практически можно считать равной площ. 4-5-a-c,



Фиг. 10.



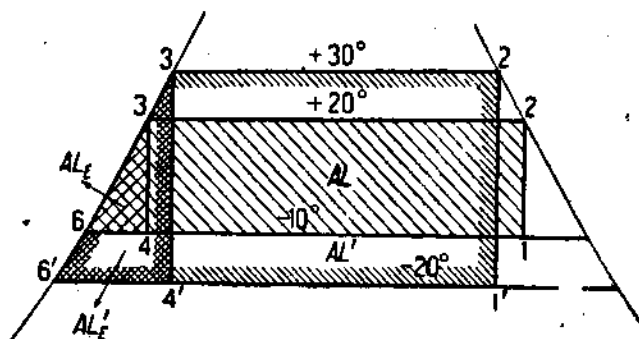
Фиг. 11.

¹ Для CO_2 такое допущение не является достаточно точным, так как удельный объем жидкости v' при приближении к критической температуре значительно возрастает, и потому пренебрегать ее работой в расширительном цилиндре не приходится.

кость жидкости, тем круче протекает нижняя пограничная кривая (I-I) тем меньше становится площ. AL_E и отношение $\frac{AL_E}{AL} = \frac{\text{пл. 3-4-6}}{\text{пл. 1-2-3-6}}$ при одинаковой скрытой теплоте парообразования. Особенно неблагоприятным в этом смысле оказывается такой характер протекания нижней пограничной кривой, как линия II-III с выпуклостью вверх, что всегда имеет место при приближении к критической точке (углекислота), когда обе пограничные кривые стремятся к пересечению и когда теплоемкость жидкости очень быстро возрастает. С другой стороны, очевидно, наиболее благоприятными оказываются холодильные агенты с большей скрытой теплотой парообразования, так как при одинаковом характере протекания нижней пограничной кривой отношение $\frac{AL_E}{AL}$ при большей скрытой теплоте парообразования оказывается наименьшим

$$\left(\frac{\text{пл. 3-4-6}}{\text{пл. 1-2-3-6}} > \frac{\text{пл. 3-4-6}}{\text{пл. 1'-2'-3-6}} \right).$$

Отношение $\frac{AL_E}{AL}$ является, следовательно, функцией теплоемкости жидкости и скрытой теплоты ее парообразования: $\frac{AL_E}{AL} = f\left(\frac{c}{r}\right)$; чем меньше



Фиг. 13.

теплоемкость жидкости и больше скрытая теплота парообразования, тем меньше оказывается потеря, вносимая регулирующим вентилем. Очевидно, наиболее неблагоприятными в этом смысле являются холодильные агенты с низкой критической температурой (для углекислоты $t_k = +31^\circ \text{C}$), так как при приближении к критической точке одновременно с очень быстрым возрастанием теплосодержания жидкости уменьшается скрытая теплота парообразования.

Из фиг. 13 видно, что потеря в регулирующем вентиле зависит, кроме того, от тех пределов температур испарения и конденсации, в которых работает холодильная машина, и потеря эта будет тем больше, чем шире эти пределы, так как $\frac{AL_E}{AL} < \frac{AL'_E}{AL'}$. Для уменьшения этой потери следует при влажном ходе компрессора максимально использовать скрытую теплоту парообразования, выбирая начало сжатия (точка 1) таким образом, чтобы в конце сжатия (точка 2) получился сухой насыщенный пар. Потеря от регулирующего вентиля может быть частично уменьшена

стому ангидриду. Углекислота же в этом смысле оказывается наименее выгодным холодильным агентом, так как обладает малой скрытой теплотой парообразования и быстро возрастающей теплоемкостью жидкости при приближении к критической точке. Эти особенности углекислоты, как видно из табл. 2, дают себя весьма заметно чувствовать при высокой температуре охлаждающей воды.

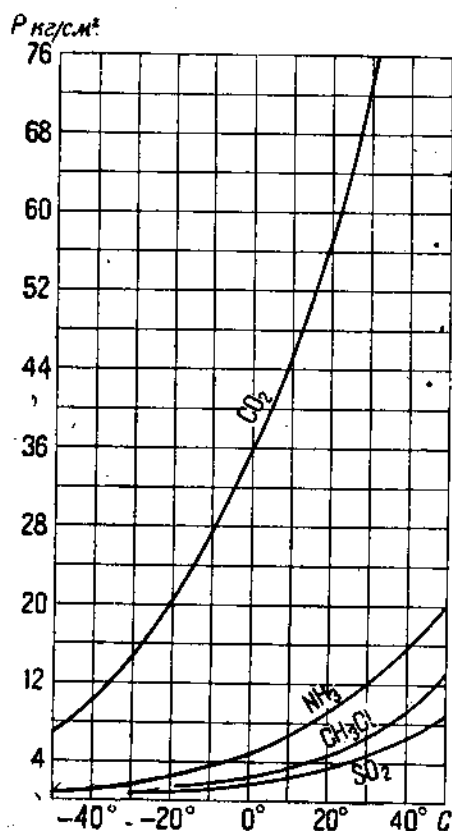
ТАБЛИЦА 2

Холодильный агент	Условия работы (°C)			Потеря в регулир. вентиле в %	
	t_0	t	t_u	Влажный ход	Сухой ¹ ход
NH ₃	-10 -15	+25 +30	+15 +25	4,6 8,4	4,1 6,6
SO ₂	-10 -15	+25 +30	+15 +25	4,0 8,2	3,6 6,4
CH ₃ Cl	-10 -15	+25 +30	+15 +25	6,4 12,0	6,0 10,5
CO ₂	-10 -15	+25 +30	+15 +25	29,7 —	20,6 34,8

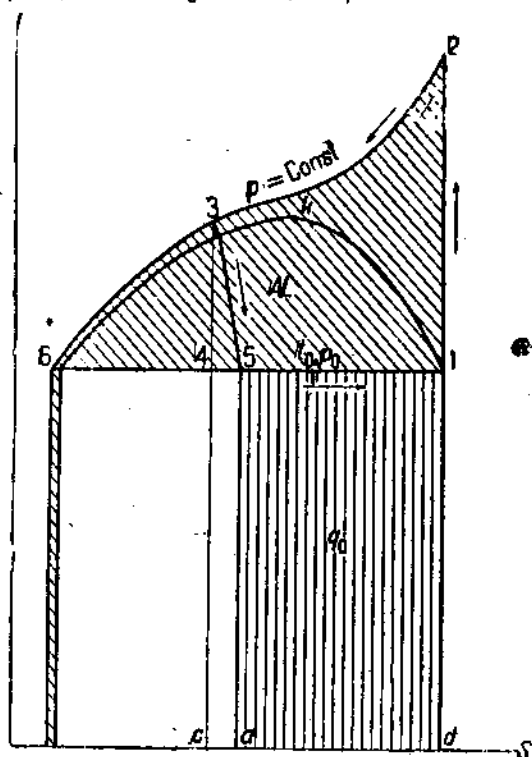
Сопоставляя указанные холодильные агенты по рабочим давлениям в конденсаторах и испарителях (фиг. 15), нетрудно усмотреть значительные преимущества аммиака NH₃, так как даже при самой теплой воде давление в конденсаторе по манометру не выходит за пределы 15 *атм*, а в обычных условиях составляет 8—13 *атм*; в то же время давление в испарителе и во всей системе всасывания в обычных условиях работы поддерживается выше атмосферного, и лишь при понижении температуры испарения ниже —34° C давление в системе всасывания понижается ниже атмосферного и при —50° C достигает 0,417 *кг/см²*. Понижение давления в системе ниже атмосферного вообще является нежелательным, так как приводит к возможности засасывания воздуха в систему через сальники компрессора и к понижению холодопроизводительности машины. Температура замерзания аммиака —77,9° C, и потому предельной температурой испарения аммиака в рефрижераторе практически является $t_0 \approx -70^\circ \text{C}$. Критическая температура для аммиака +132,9° C, критическое давление —116 *атм*. Рабочие давления для сернистого ангидрида, SO₂ и хлорметила CH₃Cl значительно ниже, чем для аммиака, и при самой теплой воде давление в конденсаторе (температура конденсации +40° C) не выходит по манометру за пределы 5,5 *атм* для SO₂ и 8 *атм* для CH₃Cl; при обычных температурах охлаждающей воды рабочее давление в конденсаторе составляет для SO₂ от 2,5 до 4 *атм* и для CH₃Cl — от 4 до 6,5 *атм*; при понижении температуры испарения SO₂ ниже —10° C и CH₃Cl ниже —23,5° C давление в системе всасывания устанавливается ниже атмосферного, вследствие чего появляется опасность засасывания воздуха в систему через сальники. Попадание воздуха в систему является особо вредным для SO₂-машины.

¹ См. § 5.

так как влага, содержащаяся в воздухе, содействует образованию в системе серной кислоты, действующей разрушающе на железные части машины, почему машины эти, как правило, не должны работать на температуры испарения ниже -10°C . Сернистый ангидрид и хлорметил нашли себе применение, главным образом, в мелких домашних установках, где по условиям работы применение холодильных агентов с высокими рабочими давлениями является весьма нежелательным. Критическая температура для SO_2 $+156,6^{\circ}\text{C}$, для CH_3Cl $+143,1^{\circ}\text{C}$, критическое давление для SO_2 $-80,25\text{ кг/см}^2$, для CH_3Cl $-68,1\text{ кг/см}^2$.



Фиг. 15.



Фиг. 16.

Углекислота CO_2 в отношении рабочих давлений является наименее удобным холодильным агентом, так как при очень теплой воде давление в конденсаторе может достигать 100 атм , а при обычных температурах охлаждающей воды составляет $60-80\text{ атм}$; давление в испарителе не может быть ниже 6 атм , так как при давлении $5,28\text{ атм}$ и соответствующей ему температуре испарения $-56,6^{\circ}\text{C}$ углекислота уже замерзает. Температура испарения твердой углекислоты при давлении 1 атм составляет $-78,9^{\circ}\text{C}$. Критическая температура CO_2 $+31^{\circ}\text{C}$, критическое давление -75 атм . При высокой температуре охлаждающей воды рабочий процесс машины выходит за пределы критического давления и температуры. В этом случае имеет место осуществление смешанного процесса паровой и газовой холодильных машин (фиг. 16). Конденсатор в данном процессе является лишь газоохладителем, в котором весь процесс отдачи тепла 2-3 осуществляется по изобаре $p = \text{const}$, процесс в испарителе протекает по изотерме 5-1 при температуре t_0 , соответствующей давлению всасывания p_0 ; холодильный коэффициент такого процесса, приближающегося частично к про-

цессу воздушной холодильной машины, соответственно уступает холодильному коэффициенту паровой холодильной машины.

Трудности построения машины на столь высокие рабочие давления в значительной мере облегчаются большой объемной холодопроизводительностью CO_2 , приводящей к малым объемам цилиндров углекислотных компрессоров.

Целесообразно произвести сопоставление холодильных агентов по их объемной холодопроизводительности, определяющей собой основные размеры цилиндров компрессоров. Объемная холодопроизводительность холодильного агента определяется отношением полезной холодопроизводительности к удельному объему засасываемого компрессором пара (в точке 1). Поскольку в дальнейшем обосновывается и принимается за нормальный сухой ход компрессора (см. § 5), объемная холодопроизводительность исчислена в табл. 3 по отношению к удельному объему сухого насыщенного пара.

ТАБЛИЦА 3

Значения теоретической объемной холодопроизводительности сухого насыщенного пара

$$q_v'' = \frac{i_1 - i_u}{v_0''}$$

Условия работы машины		CO_2	NH_3	CH_3Cl	SO_2
I	$t_0 = -10^\circ, t = +25^\circ, t_u = +15^\circ\text{Ц}$	3 388	673,8	373	259,3
II	$t_0 = -20^\circ, t = +25^\circ, t_u = +15^\circ\text{Ц}$	2 478	447,0	251	165,6

Объемы цилиндров компрессоров будут, очевидно, обратно пропорциональны объемной холодопроизводительности q_v'' . Принимая объем углекислотного цилиндра как наименьшего за 1, получаем следующие соотношения в объемах цилиндров компрессоров.

ТАБЛИЦА 4

Соотношения в объемах цилиндров компрессоров

Условия работы машины		CO_2	NH_3	CH_3Cl	SO_2
I	$t_0 = -10^\circ, t = +25^\circ, t_u = +15^\circ\text{Ц}$	1	5,04	9,1	13,05
II	$t_0 = -20^\circ, t = +25^\circ, t_u = +15^\circ\text{Ц}$	1	5,54	9,88	14,95
Округленные средние соотношения объемов цилиндров		1	5,3	9,5	14

При выборе и оценке холодильного агента весьма существенным фактором является его обильная или меньшая вредность для обслуживающего персонала. Из четырех рассмотренных нами холодильных агентов наиболее сильно действующим и трудно переносимым является сернистый ангидрид, на второе место должен быть поставлен аммиак, на третье — хлорметил и на последнее место — углекислота.

Сравнительное сопоставление физиологических свойств холодильных агентов видно из нижеследующей таблицы Эдвардса (H. D. Edwards).

ТАБЛИЦА 5

	Быстрое на- ступление сме- рти	Очень серьез- ные последств. при вдыхании в течение от 1/2 до 1 часа	Отсутствие серьезных по- следствий при вдыхании от 1/2 до 1 часа
Углекислота %	30	6—8	4—6
Хлорметил %	15—30	5—10	2—3
Аммиак %	2	0,35	0,03
Сернистый ангидрид %	0,2	0,04	0,005

Приведенные в таблице значения представляют собой объемные проценты в смеси с воздухом.

Количества пара в воздухе, не вызывающие серьезного вреда при вдыхании в течение одного часа, допускаются в нижеследующих соотношениях (принимая SO_2 за 1):

Сернистый ангидрид	1
Аммиак	6
Хлорметил	500
Углекислота	1000

В табл. 6 приведены данные проф. Р. Планка (R. Plank)¹, устанавливающие следующие относительные количества паров, вызывающие определенные вредные последствия.

ТАБЛИЦА 6

	Смертельно в короткий срок	Опасно в течение от 1/2 до 1 часа	Без серь- езного вре- да в тече- ние 1 часа	Наивысшее до- пустимое содер- жание в тече- ние длительно- го времени
Сернистый ангидрид %	1	1	1	1
Аммиак %	3,5	8	2,5	2
Хлорметил %	110	67	60	15

Эти данные значительно более осторожны, в особенности в отношении хлорметила. Заслуживает внимания то обстоятельство, что хлорметил при высоких концентрациях и кратковременном действии относительно значительно менее вреден, чем при низкой концентрации и длительном действии.

При выборе того или иного холодильного агента необходимо учитывать его действие на различные металлы. Так, аммиак, будучи нейтрален по отношению к черным металлам (чугун, железо, сталь), действует сильно разъедающе на медь и ее сплавы, поэтому возможность их применения в деталях аммиачных компрессоров исключается; даже трубы для масла в системе движения заменяются обычно в аммиачных компрессорах железными.

Для индицирования аммиачных компрессоров применяются поэтому специальные индикаторы со стальными поршнями и стальными индикаторными кранами.

В SO_2 -машинах существует отмеченная выше опасность разъедания железных частей постепенно накапливающейся в системе серной кислотой; борьба за длительность службы змеевиков испарителей и конденсаторов

¹ Plank R., Ueber die Verwendung von Methylchlorid in Kältemaschinen, Z. f. d. g. K. J., 1929, H. 12.

цикла Карно, связанный с увеличением затраты работы; с другой стороны мы имели уже увеличение затраты работы и уменьшение холодопроизводительности при введении регулирующего вентиля. Вопрос о теоретической выгоды или невыгоды сухого хода определяется на основании следующего соотношения:

если $\frac{\Delta q_0}{\Delta AL} \frac{\text{пл. (1-1'-d'-d)}}{\text{пл. (1-2-2'-1')}} > \frac{q_0 (\text{пл. 1-5-a-d})}{AL (\text{пл. 1-2-3-6})}$, то теоретически сухой ход будет выгоднее влажного, если же, наоборот, $\frac{\Delta q_0}{\Delta AL} < \frac{q_0}{AL}$, то сухой ход окажется теоретически невыгодным.

Поскольку отношение $\frac{q_0}{AL}$ учитывает также потерю в регулирующем вентиле, и размер этой потери зависит от природы холодильного агента, то, очевидно, и вопрос о теоретической выгоды или невыгоды сухого хода может получать различные решения для различных холодильных агентов и различных условий их работы. Для аммиака вследствие малой потери в регулирующем вентиле всегда $\frac{\Delta q_0}{\Delta AL} < \frac{q_0}{AL}$, т. е. сухой ход для него теоретически невыгоден. Для углекислоты, наоборот, в большинстве процессов $\frac{\Delta q_0}{\Delta AL} > \frac{q_0}{AL}$, т. е. сухой процесс оказывается теоретически более выгодным, чем влажный, и только в случае значительного переохлаждения холодильные коэффициенты обоих процессов выравниваются (табл. 7).

ТАБЛИЦА 7

Значения теоретических холодильных коэффициентов при влажном и сухом ходе

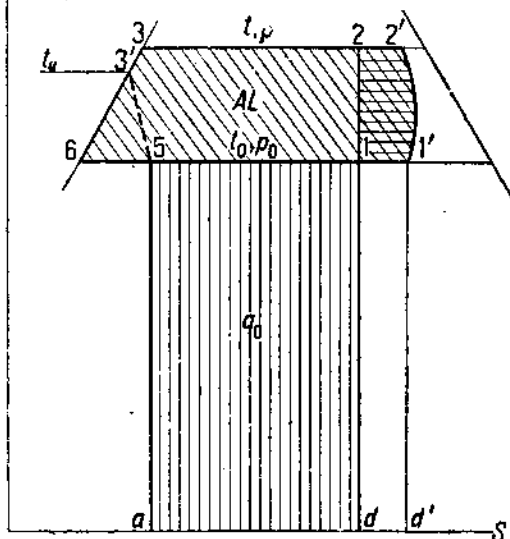
Холодильный агент	Влажный ход							Сухой ход						
	t_0	t	t_u	x_1	q_0	AL	$\epsilon_{ад}$	t_0	t	t_u	x_1	q_0	AL	$\epsilon_{сух}$
Аммиак . . .	-10	+25	+15	0,915	255	35	7,3	-10	+25	+15	1,0	282	42	6,72
	-10	+25	+20	0,915	249,3	35	7,12	-10	+25	+20	1,0	276,3	42	6,57
	-20	+25	+15	0,89	244	46	5,3	-20	+25	+15	1,0	279	57,5	4,85
	-20	+25	+20	0,89	238,3	46	5,2	-20	+25	+20	1,0	273,3	57,5	4,75
Углекислота .	-10	+25	+15	0,765	32,7	5,8	5,63	-10	+25	+15	1,0	47,8	8,5	5,63
	-10	+25	+20	0,765	28,5	5,8	4,92	-10	+25	+20	1,0	43,6	8,5	5,12
	-20	+25	+15	0,75	31,0	7,6	4,07	-20	+25	+15	1,0	47,9	12,3	3,9
	-20	+25	+20	0,75	26,8	7,6	3,53	-20	+25	+20	1,0	43,7	12,3	3,55

Если в теоретическом сухом процессе для аммиака мы имеем проигрыш в величине холодильного коэффициента 8—9%, а для углекислоты выигрыш от 0 до 4%, то в условиях осуществления действительного процесса сухой ход для всех агентов и при всех условиях работы имеет неоспоримые преимущества, давая возможность получить в той же машине значительно большую холодопроизводительность (до 25%) и значительно больший холодильный коэффициент, чем при влажном процессе. Мы имеем таким образом в сухом процессе меньший теоретический холодильный коэффициент, но получаем в действительном процессе благодаря значительно большему индикаторному к. п. д. в конечном результате лучший действительный холодильный коэффициент, чем имели бы его при влажном ходе с несколько более высоким теоретическим холодильным коэффициентом, но значительно

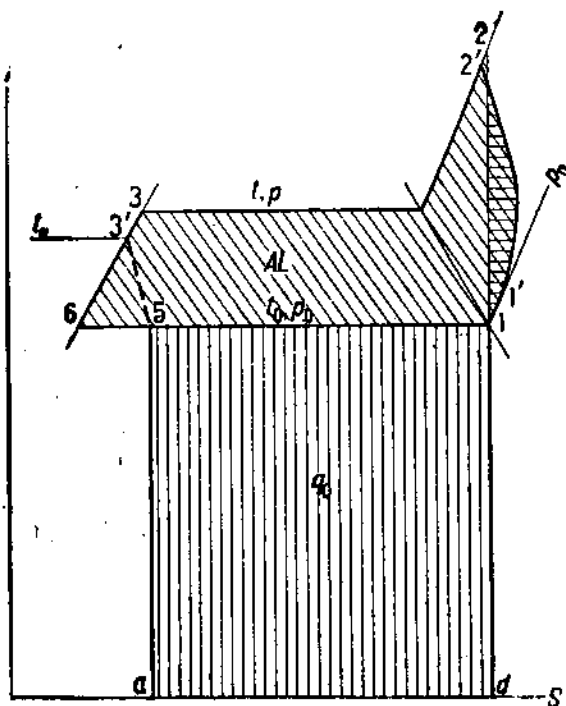
худшим действительным холодильным коэффициентом, вследствие очень низкого индикаторного к. п. д. во влажном процессе.

Причиной очень низких значений индикаторных к. п. д. во влажном процессе является интенсивный теплообмен между влажным паром и стенками цилиндра компрессора.

Холодные влажные пары аммиака (точка 1, фиг. 18), попадая в цилиндр компрессора, соприкасаются с теплыми стенками цилиндра непосредственно после выталкивания из него сжатых паров аммиака. Поступив из трубопровода в цилиндр компрессора, пары значительно уменьшают скорость своего движения (по крайней мере, в 5 раз), вследствие чего происходит процесс отделения капель жидкости от пара и оседания их на стенках цилиндра; вследствие очень высокого коэффициента поверхностной теплоотдачи от стенки к кипящей жидкости ($\alpha_0 \approx 5000 \text{ кал/час м}^2 \text{ } ^\circ\text{Ц}$), жидкость мгновенно испаряется в самом цилиндре компрессора от соприкосновения с его теплыми стенками (линия 1-1').



Фиг. 18.



Фиг. 19.

Процесс сжатия в цилиндре протекает в действительности не по адиабате, а по политропе 1'-2'; в начальный период сжатия вследствие отдачи тепла паром стенками цилиндра политропа сжатия отклоняется от адиабаты вправо; в конечный период сжатия, когда температура пара становится выше средней температуры стенок цилиндра и начинается отдача тепла от пара к стенкам цилиндра, политропа сжатия отклоняется от адиабаты влево. В результате мы имеем возрастание работы компрессора на величину площ. 1'-2'-2-1 без соответствующего увеличения холодопроизводительности, которая в размере площ. 1'-1-d-d' бесполезно теряется в цилиндре компрессора. Холодильный коэффициент такого процесса $\epsilon_{ал} = \frac{q_0}{AL} = \frac{\text{пл. } 1-5-a-d-1}{\text{пл. } 1-2'-2-1}$.

При сухом ходе компрессора (фиг. 19) мы имеем засасывание

компрессором сухих насыщенных паров (точка 1); сухие пары, попадая внутрь цилиндра и соприкасаясь с горячими стенками цилиндра, перегреваются при постоянном давлении p_0 до состояния, характеризуемого точкой 1'; вследствие малой теплоемкости перегретого пара, его плохой теплопроводности и потому малых значений коэффициентов поверхностной отдачи тепла перегретому пару стенками цилиндра ($\alpha_0 \approx 100 \text{ кал/час м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$), теплообмен пара со стенками цилиндра по сравнению с влажным процессом сокращается весьма значительно. Процесс сжатия в цилиндре компрессора осуществляется по политропе 1'-2', отклоняющейся в начальный период сжатия от адиабаты вправо вследствие происходящей теплоотдачи от стенок цилиндра к пару, а затем все более и более склоняющейся влево вследствие значительного повышения температуры сжатия и развивающейся теплоотдачи от пара к стенкам цилиндра. Увеличение затраты работы получается при сухом ходе сравнительно небольшим и измеряется площадью, заключенной между адиабатой 1-2 и политропой 1'-2' (горизонтальная штриховка)¹. Скрытая теплота парообразования используется при этом до конца в испарителе для полезного охлаждения.

Влажный ход компрессора имеет еще тот недостаток, что жидкость, находящаяся во вредном пространстве, испаряется во время расширения, и тем уменьшает объемный коэффициент компрессора; кроме того, жидкость, собравшаяся в значительном количестве во вредном пространстве, может привести к гидравлическому удару в цилиндре компрессора и к выбитию крышки цилиндра.

§ 6. Нормальный цикл одноступенчатого сжатия.

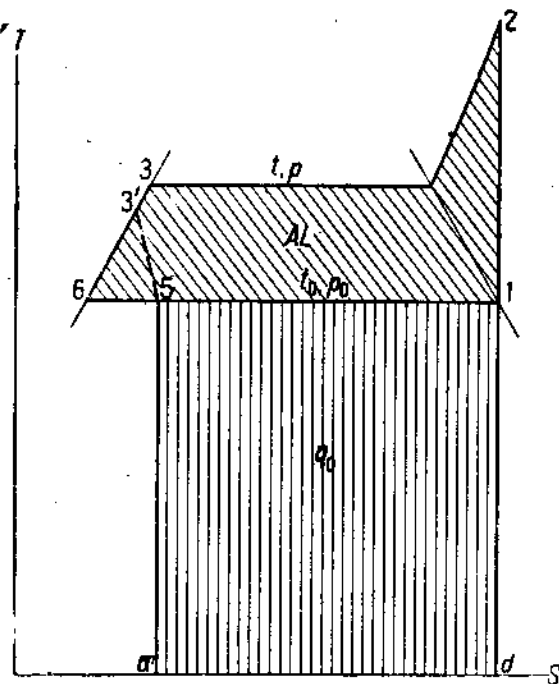
При анализе действительного процесса для сравнения берется обычно в качестве нормального теоретического цикла одноступенчатой холодильной машины не обратный цикл Карно, а практически осуществляемый цикл с переохлаждением, регулирующим вентилем и адиабатическим сжатием сухих насыщенных паров 1-2-3-3'-5-1 (фиг. 20), отличающийся от обратного цикла Карно в следующем:

а) Адиабата сжатия в компрессоре 1-2 в целях уменьшения

тепловых потерь перенесена в область перегрева (сухой ход).

б) Адиабатическое расширение в расширительном цилиндре заменяется дроссельной кривой 3'-5 (изентальна) в регулирующем вентиле.

в) Сконденсированный холодильный агент переохлаждается перед регулирующим вентилем по линии 3-3'.



Фиг. 20.

¹ Пренебрегаем несовпадением точек 2 и 2'; более точно эта разница выражается разностью площ. 1-1'-2'-3-6-1 и 1-2-3-6-1

Процесс Карно указывает нам наивысший достижимый и одинаковый для всех холодильных агентов предел тепловой экономичности паровой компрессионной холодильной машины, а потому более подходит для сравнения между собой машин различных холодильных агентов, чем для сравнения действительного и являющегося предельным случаем последнего идеального процесса одной и той же машины.

§ 7. Расчет теоретического процесса машины.

Мы видели выше, что для определения теоретической холодопроизводительности 1 кг холодильного агента q_0 и теоретической затраты работы на сжатие 1 кг AL можно пользоваться T - S -диаграммой путем измерения соответствующих площадей в ней; если искомая площадь не представляет собой прямоугольника (AL), то ее определение возможно по частям или путем планиметрирования, что практически является неудобным и требует значительной траты времени. Является поэтому целесообразным в целях упрощения расчетов пользоваться той же T - S -диаграммой, с нанесением на ней сетки кривых постоянных теплосодержаний $i = \text{const}$ (изэнталпы). Тогда (фиг. 21) для определения q_0 можно взять из тепловой диаграммы разность теплосодержаний (энтальпий)¹ в точках 1 и 5, т. е.

$$q_0 = i_1 - i_5 = i_1 - i_{3'} = i_1 - i_{u'}, \quad (10)$$

так как дроссельный процесс в регулирующем вентиле есть процесс постоянной энтальпии (изэнталпа)

$$i_{u'} = i_5. \quad (11)$$

Затрата работы AL в компрессоре на 1 кг при адиабатическом сжатии определяется как разность энтальпий в точках 2 и 1, т. е.

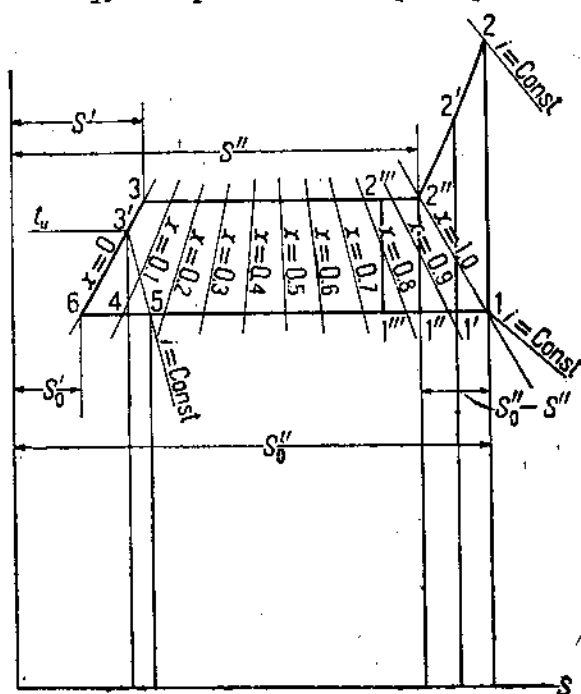
$$AL = i_2 - i_1. \quad (12)$$

Тепло, отданное 1 кг в конденсаторе q , измеряется разностью энтальпий в точках 2 и 3, т. е.

$$q = i_2 - i_3. \quad (13)$$

¹ Наименование „энтальпия“ введено V Международным конгрессом по холодильному делу в Риме в 1928 г.

„Энтальпия“ в данной точке есть то количество энергии (тепла и механической работы), которое должно быть подведено к рабочему телу, чтобы привести его из начального в данное состояние; приращение энтальпии эквивалентно сообщенному телу, если изменение состояния происходит при постоянном давлении.



Фиг. 21.

Тепло, отданное 1 кг в переохладителе q_u , измеряется разностью энтальпий в точках 3 и 3', т. е.

$$q_u = i_3^* - i_{3'} = i_3 - i_u'. \quad (14)$$

Потеря работы AL_k от замены расширительного цилиндра регулирующим вентилем определяется для 1 кг как разница энтальпий в точках 3' и 4, т. е.

$$AL_k = i_{3'} - i_4 = i_u' - i_4. \quad (15)$$

В дальнейшем условимся отмечать значения энтропии, энтальпии и удельных объемов жидкости для нижней пограничной кривой верхним индексом ('), т. е. обозначать s' , i' , v' ; значения энтропии, энтальпии и удельных объемов для сухого насыщенного пара — отмечать верхним индексом ("), т. е. обозначать s'' , i'' и v'' ; значения энтропии, энтальпии и удельных объемов, относящихся к температуре испарения холодильного агента в рефрижераторе t_o , кроме того, отмечаются нижним индексом ($_o$), т. е. обозначаются для жидкости s_o' , i_o' , v_o' и для сухого пара s_o'' , i_o'' , v_o'' . Пользуясь указанными обозначениями, соответствующими общепринятым обозначениям в таблицах для паров, можно произвести расчет процесса, не пользуясь тепловой диаграммой.

Паросодержание x_6 после регулирующего вентиля мы можем определить из уравнения (11), так как процесс в регулирующем вентиле есть процесс постоянной энтальпии ($i = \text{const}$):

$$i_u' = i_{3'} = i_6 = i_o' + x_6 \cdot r_o, \quad (16)$$

где r_o — скрытая теплота парообразования при температуре испарения t_o . Если бы мы имели адиабатическое расширение в расширительном цилиндре, то паросодержание в конце расширения x_4 определяется из уравнения равенства энтропии

$$s_{3'} = s_4 \quad \text{или} \quad s_{3'} = s_o' + x_4 \cdot \frac{r_o}{T_o}. \quad (17)$$

Если компрессор засасывает влажный пар с паросодержанием x_1 , то паросодержание x_2 в конце сжатия ($1''-2''$) определяется по уравнению, выражающему равенство энтропий в начале и конце сжатия:

$$s_o' + x_1 \cdot \frac{r_o}{T_o} = s' + x_2 \cdot \frac{r}{T}, \quad (18)$$

так как все остальные значения известны из таблиц для паров холодильного агента.

Если мы желаем вести процесс таким образом, чтобы в конце сжатия $1''-2''$ мы имели сухой насыщенный пар, то начальное паросодержание x_1 определяется из уравнения:

$$s_o' + x_1 \cdot \frac{r_o}{T_o} = s' + \frac{r}{T}. \quad (19)$$

Если адиабата сжатия $1' - 2'$ пересекает верхнюю пограничную кривую, то уравнение равенства энтропии дает возможность определить конечную температуру сжатия T_2 :

$$s_o' + x_1 \cdot \frac{r_o}{T_o} = s'' + c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T}. \quad (20)$$

Работа сжатия для влажного процесса с конечным паросодержанием $x_2=1$ определяется из уравнения:

$$AL = i_2 - i_1 = i'' - [i'_0 - T_0 \cdot (s''_0 - s'')]. \quad (21)$$

Работа сжатия 1 кг для сухого процесса ($x_1=1$) вычисляется по общеизвестной формуле адиабатического сжатия:

$$AL = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot A \cdot P_0 \cdot v''_0 \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] = \\ = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot 10^4 \cdot A \cdot p_0 \cdot v''_0 \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] = A \cdot p_{tr} \cdot 10^4 \cdot v''_0, \quad (22)$$

где

$$p_{tr} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot p_0 \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (23)$$

является теоретическим средним индикаторным давлением (кг/см²) адиабатического сжатия в диаграмме без потерь.

Теоретическая индикаторная мощность машины, сжимающей G_a (кг) холодильного агента в час, составляет таким образом в индикаторных лошадиных силах:

$$N_i = \frac{G_a \cdot AL}{632} = \frac{G_a \cdot A \cdot p_{tr} \cdot 10^4 \cdot v''_0}{632} = \frac{p_{tr} \cdot V_h}{27}, \quad (24)$$

где V_h — часовой объем сжимаемого пара.

Показатель адиабаты сжатия для NH_3 , $\kappa=1,29$, для SO_2 , $\kappa=1,25$ и для CO_2 , $\kappa \approx 1,25$. Однако для CO_2 показатель κ ввиду близости критической точки является величиной в значительной мере переменной, почему при расчетах лучше пользоваться тепловой диаграммой.

Холодопроизводительность 1 кг холодильного агента q_0 для влажного процесса с конечным паросодержанием $x_2=1$ определяется уравнением:

$$q_0 = i_1 - i_5 = i''_0 - T_0 \cdot (s''_0 - s'') - i'_5 = i''_0 - T_0 \cdot (s''_0 - s'') - i'_u. \quad (25)$$

Холодопроизводительность 1 кг холодильного агента q_0 для сухого процесса ($x_1=1$) определяется уравнением

$$q_0 = i''_0 - i'_u. \quad (26)$$

Пользуясь таблицами паров холодильных агентов, нетрудно составить для нормального цикла (фиг. 20) с переохлаждением, регулирующим вентилем и адиабатическим сжатием сухих насыщенных паров таблицы (см. приложение) теоретической холодопроизводительности холодильного агента на 1 кг, пользуясь уравнением:

$$q_{теор} = r_0 \cdot \frac{(1-x_0)}{v''_0} = \frac{i''_0 - i'_u}{v''_0}. \quad (27)$$

Для составления таблиц (см. приложение) теоретической удельной холодопроизводительности машины в калориях на 1 кг. л. с. ч. при осуществлении того же нормального цикла (фиг. 20) служит уравнение:

$$K_{теор} = 632 \cdot \frac{i''_0 - i'_u}{AL} \text{ кал/кг. л. с. ч.} \quad (28)$$

Пользуясь табличными значениями теоретической объемной холодопроизводительности сухого насыщенного пара q_v'' (кал/м³) и теоретической удельной холодопроизводительности K кал/и. л. с. ч., можно легко произвести расчет теоретического процесса холодильной машины. Теоретический часовой объем компрессора

$$V_h = \frac{Q_0}{q_v''}, \quad (29)$$

теоретическая индикаторная мощность машины

$$N_i = \frac{Q_0}{K} = \frac{q_v'' \cdot V_h}{K}, \quad (30)$$

теоретическое среднее индикаторное давление адиабатического сжатия в диаграмме без потерь p_{ir} определяются из уравнений (24) и (30):

$$N_i = \frac{p_{ir} \cdot V_h}{27} \text{ и } N_i = \frac{q_v'' \cdot V_h}{K},$$

откуда

$$p_{ir} = \frac{27 \cdot q_v''}{K}. \quad (31)$$

Таким образом теоретическое среднее индикаторное давление в диаграмме без потерь составляет при „нормальных“ условиях (см. значения q_v'' и K в приложениях):

$$\text{для NH}_3 \quad p_{ir} = \frac{27 \cdot 873,8}{4291} = 4,23 \text{ кг/см}^2,$$

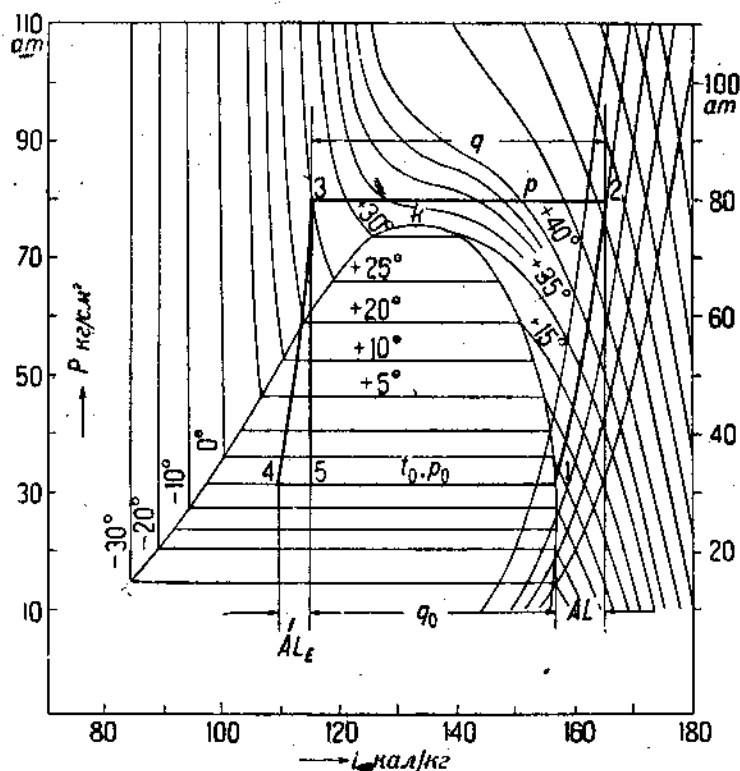
$$\text{для SO}_2 \quad p_{ir} = \frac{27 \cdot 259,3}{4370} = 1,6 \text{ кг/см}^2,$$

$$\text{для CO}_2 \quad p_{ir} = \frac{27 \cdot 3388}{3470} = 26,4 \text{ кг/см}^2.$$

Мы видели выше, что практическое пользование тепловой T - S -диаграммой становится значительно более удобным, после нанесения в ней сетки кривых постоянных энтальпий (изентальп), так как все элементы рабочего процесса определяются в ней как разности соответствующих энтальпий. Тепловая T - S -диаграмма благодаря изображению в ней всех элементов рабочего процесса в виде площадей, и благодаря тому, что в ней ясно выступают температурные пределы процесса, а также весьма характерно выявляются подводы и отводы тепла, особенно пригодна для анализа принципиального рабочего процесса и происходящих в нем потерь. Для производства же практических расчетов и для анализа прикладных, подобных процессов (вроде „аккумулятора“), а также сложных циклов, наиболее удобной является i - p -диаграмма, в которой осью абсцисс являются энтальпии i , осью ординат — давления p . Все интересующие нас элементы рабочего процесса q_0 , q , AL , AL_x измеряются в ней (фиг. 22) соответствующими отрезками прямых.

На i - p -диаграмме для CO_2 (фиг. 22) нанесен нормальный цикл холодильной машины с регулирующим вентилем и адиабатическим сжатием сухих насыщенных паров. Компрессор засасывает сухой насыщенный пар (точка 1) при давлении p_0 и соответствующей ему температуре испарения t_0 , сжимает его адиабатически до давления p в конденсаторе по кривой 1—2 постоянной энтропии ($s = \text{const}$). Затрата работы AL на сжатие 1 кг CO_2 ,

измеряется разностью энтальпий $i_2 - i_1$ в точках 2 и 1. Процесс отдачи тепла в конденсаторе при постоянном давлении изображается в диаграмме отрезком прямой 2-3, а тепло q , отданное 1 кг CO_2 в конденсаторе измеряется разностью энтальпий $i_2 - i_3$ в точках 2 и 3. Дроссельный процесс в регулирующем вентиле как процесс постоянной энтальпии (изентальпа) изображается в i - p -диаграмме вертикальной прямой 3-5. Процесс испарения CO_2 в рефрижераторе при постоянном давлении p_0 и постоянной температуре испарения t_0 изображается в i - p -диаграмме отрезком прямой 5-1,



Фиг. 22.

а холодопроизводительность q_0 для 1 кг CO_2 измеряется в i - p -диаграмме разностью энтальпий $i_1 - i_5$ в точках 1 и 5. В случае осуществления рабочего процесса с расширительным цилиндром процесс адиабатического расширения в нем протекал бы по кривой 3-4 постоянной энтропии ($s = \text{const}$), и полезная работа расширения в нем $AL_{\text{в}}$ измерялась бы разностью энтальпий $i_3 - i_4$ в точках 3 и 4.

Новейшая диаграмма i/p Планка-Куприянова охватывает все фазы состояния углекислоты — до твердого состояния включительно; в ней наряду с пограничными кривыми и кривыми постоянных паросодержаний нанесены также изотермы, сетки кривых постоянных энтропий и постоянных удельных объемов. В целях избежания отрицательных значений энтальпий в диаграмме Планка-Куприянова энтальпия жидкой углекислоты i' при 0°Ц принята в $100,0 \text{ кал/кг}$.

Пример 1. Углекислотная машина производительностью $Q_0 = 100000 \text{ кал/час}$ работает при температуре испарения $t_0 = -15^\circ \text{Ц}$ ($p_0 = 23,3 \text{ атм}$), давлении в конденсаторе $p = 75 \text{ атм}$ и переохлаждении $t_{\text{в}} = +25^\circ \text{Ц}$.

Энтальпия засасываемого компрессором сухого пара в начале сжатия (точка 1) $i_1' = 156,7 \text{ кал/кг}$

Энтальпия в конце сжатия (точка 2) $i_2 = 168,6 \text{ кал/кг}$
 Работа сжатия $AL = i_2 - i_1 = i_2 - i_0'' = 11,9 \text{ кал/кг}$
 Энтальпия переохлажденной до $t_u = +25^\circ \text{ Ц}$ (при давлении 75 *атм*) жидкой углекислоты (точка 3) $i_3 = i_u = 116,0 \text{ кал/кг}$
 Холодопроизводительность $q_0 = i_1 - i_3 = i_0'' - i_u = 156,7 - 116,0 = 40,7 \text{ кал/кг}$
 Холодильный коэффициент $\epsilon = \frac{q_0}{AL} = \frac{40,7}{11,9} = 3,42$

Теоретическая удельная холодопроизводительность

$$K = 632 \cdot \epsilon = 632 \cdot 3,42 = 2160 \text{ кал/л. с. ч}$$

Количество циркулирующего в системе холодильного агента

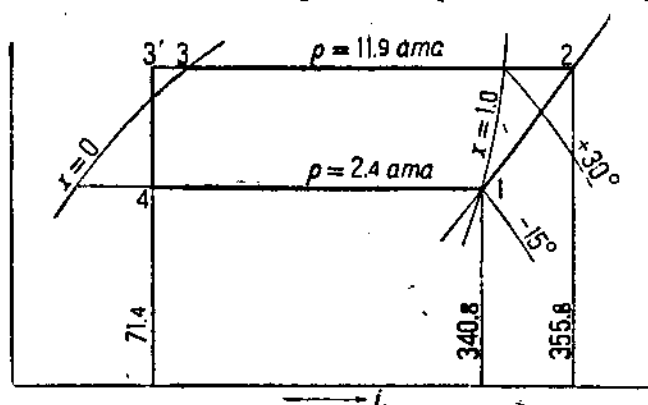
$$G_a = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{100000}{40,7} = 2460 \text{ кг/час}$$

Удельный объем засасываемого компрессором сухого насыщенного пара (в точке 1) $v_0'' = 16,6 \text{ дм}^3/\text{кг}$

Часовой объем засасываемых компрессором паров $V_h = G_a \cdot v_0'' = \frac{2460 \cdot 16,6}{1000} = 40,8 \text{ м}^3/\text{час}$

Теоретическая потребляемая мощность $N_{теор} = \frac{Q_0}{K} = \frac{G_a \cdot AL}{632} = \frac{2460 \cdot 11,9}{632} = 46,2 \text{ л. с.}$

Для аммиака наиболее точными в настоящее время являются таблицы¹, изданные Бюро стандартов САСШ, при участии Американского общества инженеров холодильщиков (ASRE), составленные на основании тщательно проведенных опытов. На основании указанных данных построена тепловая диаграмма для аммиака в системе i/p -координат, причем в целях лучшего использования площади диаграммы давления нанесены на ней в логарифмической шкале ($i/\lg p$). Энтальпия жидкого аммиака принята в ней равной нулю при температуре -40° , и при 0° составляет $+43,2 \text{ кал/кг}$.



Фиг. 23.

ной нулю при температуре -40° , и при 0° составляет $+43,2 \text{ кал/кг}$.

Пример 2. Аммиачная машина производительностью $Q_0 = 100000 \text{ кал/час}$ работает при температуре испарения $t_0 = -15^\circ \text{ Ц}$ ($p_0 = 2,41 \text{ атм}$), температуре конденсации $t = +30^\circ \text{ Ц}$ ($p = 11,9 \text{ атм}$), переохлаждению до $t_u = +25^\circ \text{ Ц}$ (фиг. 23).

Энтальпия засасываемого компрессором сухого пара в начале сжатия (точка 1) $i_0'' = 340,8 \text{ кал/кг}$
 Энтальпия в конце сжатия (точка 2) $i_2 = 395,8 \text{ кал/кг}$
 Работа сжатия $AL = i_2 - i_1 = i_2 - i_0'' = 55,0 \text{ кал/кг}$
 Энтальпия переохлажденного жидкого аммиака при $t_u = +25^\circ \text{ Ц}$ $i_u = 71,4 \text{ кал/кг}$
 Холодопроизводительность $q_0 = i_0'' - i_u = 340,8 - 71,4 = 269,4 \text{ кал/кг}$
 Холодильный коэффициент $\epsilon = \frac{q_0}{AL} = \frac{269,4}{55} = 4,9$

¹ Эти материалы, составленные с точностью до 5 знаков помимо таблиц насыщенных паров, аналогичных помещенным нами в приложениях, но значительно более подробных (меньшие интервалы), дают также таблицы перегретых паров, где для разных давлений даны энтальпии, энтропии и удельные объемы в зависимости от температур (через 10° Фаренгейта). Эти таблицы допускают весьма точные расчеты; но к сожалению составлены в англо-американских мерах температур и давлений, так что перевод каждого значения в метрические меры требует многократной интерполяции, вследствие чего нам пришлось отказаться от помещения этих таблиц.

Теоретическая удельная холодопроизводительность

..... $K = 632 \cdot 4,9 = 3090 \text{ кал/л. с. ч.}$

Количество циркулирующего в системе аммиака $G_a = \frac{100000}{269,4} = 372 \text{ кг/час}$

Удельный объем засасываемого компрессором сухого насыщенного пара

(в точке 1) $v_1'' = 0,509 \text{ м}^3/\text{кг}$

Объем засасываемых паров $V_h = G_a \cdot v_1'' = 372 \cdot 0,509 = 189 \text{ м}^3/\text{час}$

Теоретическая потребляемая мощность

$$N_{\text{теор}} = \frac{Q_0}{K} = \frac{G_a \cdot AL}{632} = \frac{372 \cdot 55,0}{632} = 32,4 \text{ л. с.}$$

§ 8. «Нормальные» и «стандартные» условия работы холодильной машины.

Из уравнения (27) видно, что объемная холодопроизводительность холодильного агента $q_v'' = \frac{i_0 - i_u}{v_0''}$ (кал/м³) является переменной величиной,

изменяющейся с температурой испарения и температурой переохлаждения холодильного агента; при понижении температуры испарения t_0 (соответственно давлению p_0) объемная холодопроизводительность q_v'' , отнесенная к 1 м³ сухого насыщенного пара, значительно понижается вследствие возрастания удельного объема сухого насыщенного пара v_0'' . Холодопроизводительность одной и той же машины может изменяться, таким образом, в достаточно широких пределах, и потому целесообразно установление понятия о так называемых „нормальных“ температурах для единообразия сравнения и оценки производительности холодильных машин. Холодопроизводительность машины, измеренная при этих „нормальных“ температурах, называется „нормальной“ холодопроизводительностью в отличие от рабочей холодопроизводительности, измеряемой при рабочих температурах испарения и переохлаждения.

Удельная холодопроизводительность машины $K = 632 \cdot \frac{i_0'' - i_u''}{i_2 - i_0''}$ (кал/л. с. ч.), отнесенная к „нормальным“ температурам испарения, конденсации и переохлаждения, называется „нормальной“ удельной холодопроизводительностью.

Установление „нормальных“ температур, конечно, не означает, что холодопроизводительность всех машин обязательно должна измеряться и относиться к установленным „нормальным“ температурам. Наоборот, холодопроизводительность каждой холодильной машины должна гарантироваться и измеряться при ее обычных рабочих температурах, „Нормальные“ температуры являются лишь „перспективными“ температурами, служащими для однообразной характеристики размеров компрессоров.

В качестве „нормальных“ температур, согласно постановлению V Международного конгресса в Риме (1928 г.), в Европе принимаются для первичного холодильного агента:

$$t_0 = -10^\circ \text{ Ц}, t = +25^\circ \text{ Ц}, t_u = +15^\circ \text{ Ц}.$$

Указанные температуры испарения t_0 и конденсации t являются „нормальными“ также в том смысле, что соответствуют нормальному отношению давлений $\frac{p}{p_0} = 3,45$ для одноступенчатого компрессора.

В Америке в качестве „стандартных“ температур принимаются

$$t_0 = -15^\circ \text{ Ц}, t = +30^\circ \text{ Ц}, t_u = +25^\circ \text{ Ц},$$

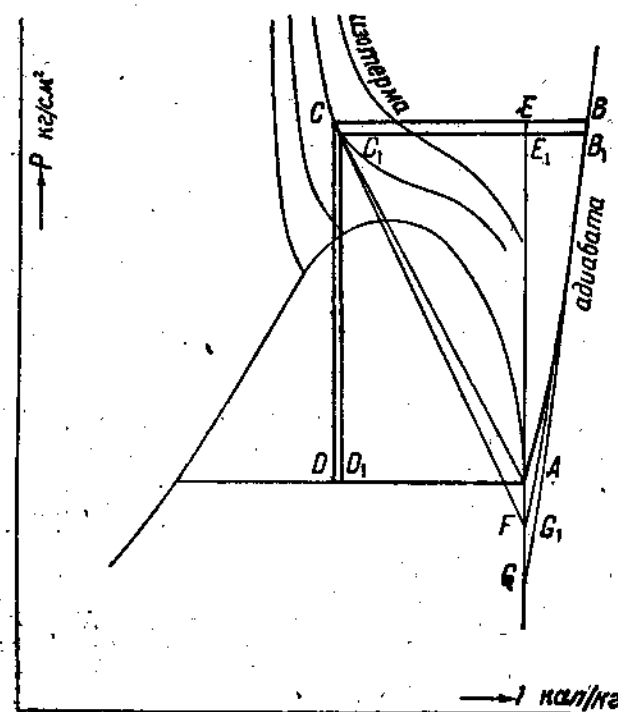
причем пары засасываются компрессором не сухими насыщенными, а перегретыми на 5° Ц выше температуры испарения ($t_1 = -10^\circ \text{ Ц}$). При

„стандартных“ условиях отношение рабочих давлений в конденсаторе и испарителе составляет $\frac{P}{P_0} = 4,95$.

В случае равенства „нормальной“ и „стандартной“ холодопроизводительности двух сравниваемых между собой машин машина „стандартной“ холодопроизводительности, по существу, является большей в отношении объемных холодопроизводительностей при „нормальных“ и „стандартных“ условиях. Отношение теоретических объемных холодопроизводительностей составляет $\frac{673,8}{523,6} = 1,28$, а в условиях действительного процесса (см. гл. II) отношение холодопроизводительностей достигает для вертикальных прямоточных машин 1,3, а для горизонтальных 1,4.

§ 9. Наивыгоднейшее давление в конденсаторе углекислотной холодильной машины.

В углекислотной холодильной машине вследствие близости критической точки энтальпия холодильного агента перед регулирующим вентилем



Фиг. 24.

уменьшается при повышении давления P в конденсаторе, хотя температура переохлаждения CO_2 перед регулирующим вентилем остается той же самой. Наряду с увеличением холодопроизводительности q_0 при повышении давления P в конденсаторе возрастает и работа сжатия AL , вследствие чего холодильный коэффициент машины $\epsilon = \frac{q_0}{AL}$ также в общем

случае изменяется, достигая при известном давлении P_0 своего максимума. Японский инженер Х. Инокути (H. Inocuty) указал способ нахождения оптимального давления P графическим путем в i - p -диаграмме. Теоретический цикл углекислотной холодильной машины $ABCD$ изображен на фиг. 24 в „скелетной“ i - p -диаграмме, в которой нанесено лишь несколько интересных нас линий состояния в

основной диаграмме Планка-Куприянова.

В i - p -диаграмме точка A — начало сжатия, точка B — конец сжатия и начало охлаждения в конденсаторе, точка C — выход переохлажденной CO_2 из конденсатора и поступление ее в регулирующийся вентиль, D — выход из регулирующего вентиля и поступление в испаритель. Наконец, E есть проекция точки A на линию давления P в конденсаторе. Холодопроизводительность $q_0 = i_A - i_D$ и измеряется в диаграмме отрезком прямой $DA = CE$. Затрата работы $AL = i_B - i_A$ и измеряется отрезком прямой EB .

Холодильный коэффициент $\varepsilon = \frac{i_A - i_D}{i_B - i_A} = \frac{i_A - i_C}{i_B - i_A} = \frac{CE}{EB}$ и является функцией от P , поскольку i_C и i_B — функции P . Найдем максимум функций $\varepsilon = f(P)$ путем приравнивания нулю ее производной (практическими соображениями нетрудно установить, что это будет максимум, а не минимум):

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial P} = \frac{-\frac{\partial i_C}{\partial P} (i_B - i_A) - \frac{\partial i_B}{\partial P} (i_A - i_C)}{(i_B - i_A)^2} = 0, \quad (82)$$

или

$$-\frac{\partial i_C}{\partial P} (i_B - i_A) = \frac{\partial i_B}{\partial P} (i_A - i_C), \quad (83)$$

или

$$\frac{i_B - i_A}{\frac{\partial i_B}{\partial P}} = \frac{i_A - i_C}{-\frac{\partial i_C}{\partial P}} = EB \frac{1}{\frac{\partial i_B}{\partial P}} = OE \frac{1}{-\frac{\partial i_C}{\partial P}}. \quad (84)$$

Здесь $\frac{1}{\frac{\partial i_C}{\partial P}}$ и $\frac{1}{\frac{\partial i_B}{\partial P}}$ — суть тангенсы углов наклона изотермы, проходящей через

точку C , и адиабаты, проходящей через точку B в i - p -диаграмме (фиг. 24). Следовательно, если мы проведем через точку C касательную к изотерме, а через точку B касательную к адиабате, то пересечение первой касательной с продолжением изэнталпы $\overline{EA}$, проходящей через точку A , даст нам точку F и отрезок $\overline{EF} = \overline{CE} \frac{1}{-\frac{\partial i_C}{\partial P}}$, а пересечение вто-

рой касательной к адиабате с той же изэнталпой даст нам точку G и отрезок $\overline{EG}$, равный $\overline{EB} \frac{1}{\frac{\partial i_B}{\partial P}}$; причем в случае если точки B и C лежат

на линии оптимального давления P , то согласно уравнению (84) отрезки $\overline{EF}$ и $\overline{EG}$ должны быть равны, т. е. точки F и G совпадают, и касательные к изотерме и к адиабате должны пересекаться на продолжении изэнталпы, проходящей через точку A . Однако, благодаря тому, что изотермы в интересующей нас зоне (температуры от 30 до 40° Ц, давления от 75 до 110 атм) имеют крутой поворот, а, с другой стороны, касательные для адиабат мало отличаются для соседних точек, мы найдем давление не очень далеким от оптимального, если касательная в точке C пересечет изэнталпу в самой точке A .

Отсюда вытекает метод последовательных приближений.

1. Из точки A , заданной температурой испарения, проводим касательную к изотерме, соответствующей наименьшей температуре переохлаждения t_c . Через точку касания C , проводим изобару до точки B , лежащей на адиабате, которая проходит через точку A , через точку B , проводим касательную к адиабате до пересечения ее с изэнталпой $\overline{AE}$ в точке G_1 ;

2. Из точки G_1 (играющей роль точки F) проводим касательную к изотерме, через точку касания C проводим изобару до точки B и из нее касательную до точки G .

Если точки G и G_1 недостаточно близко совпадут, то можно провести из точки G новую касательную к изотерме и т. д.

Если по Инокути ограничиться первым приближением, т. е. найти искомое давление путем проведения касательной из точки *A* к изотерме, то найденное давление следует увеличить на 1,5—3,5 ат.

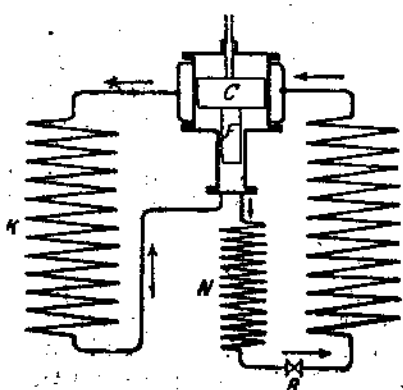
Способ Инокути имеет значительную теоретическую и педагогическую ценность, приучая к графическим методам решения различных вопросов в *i/p*-диаграмме, примеры чему мы дадим еще в гл. III (процесс Ворхиса). Практически наиболее выгодное давление будет зависеть в действительной машине от индикаторного к. п. д., а также от эксплуатационных соображений (перегрев в конце сжатия, влияние его на смазку и т. п.), вследствие чего на практике пользуются определенными практическими соотношениями между температурой переохлаждения и давлением *P*.

§ 10. Процесс Планка с дополнительным сжатием углекислоты перед регулирующим вентиляем.

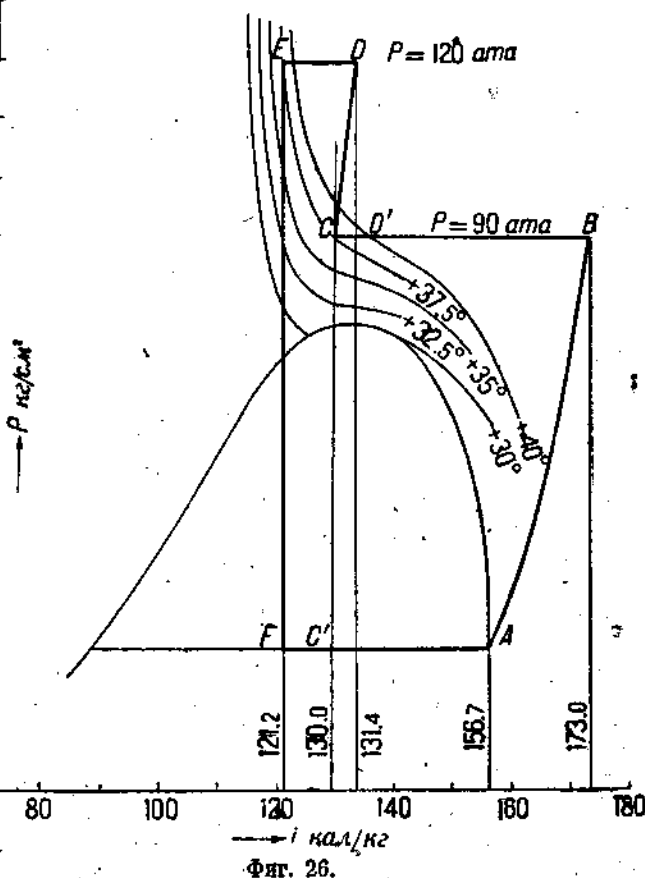
В основе процесса Планка с дополнительным сжатием углекислоты перед регулирующим вентиляем лежит отмеченное выше свойство переохлажденной CO_2 вблизи критической точки уменьшать свою энтальпию при повышении давления. Ввиду того что дополнительное сжатие CO_2 происходит после выхода ее из конденсатора, дополнительная работа сжатия оказывается незначительной по сравнению с выигрышем в холодопроизводительности.

Как видно из фиг. 25, цилиндр дополнительного сжатия *F* соединен непосредственно с основным цилиндром компрессора *C*.

По выходе из цилиндра дополнительного сжатия



Фиг. 25.



Фиг. 26.

высоко сжатая CO_2 после прохода через водяной охладитель *N* поступает в регулирующий вентиль *H* и затем в испаритель *V*.

В *i/p*-диаграмме (фиг. 26) процесс сжатия в компрессоре *C* изображается адиабатой *AB*, отдача тепла в конденсаторе *K* — изобарой *BC*, дополнительное сжатие в цилиндре *F* — адиабатой *CD*, отдача тепла

в охладителе N — изобарой DE ; процесс в регулирующем вентиле — изентальной EF . Выигрыш в холодопроизводительности $\Delta q_0 = i_D - i_E$ определяется в диаграмме отрезком EF , дополнительная затрата работы $\Delta AL = i_D - i_C$ отрезком CD .

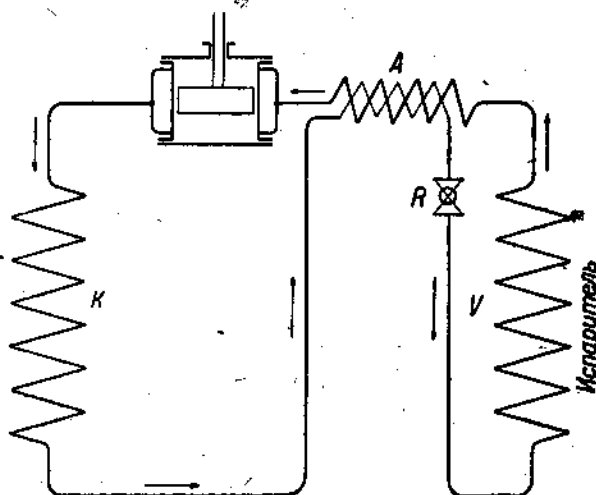
Пример. Углекислотная машина работает при температуре испарения $t_0 = -20^\circ\text{C}$ ($p_0 = 20 \text{ атм}$), давления в конденсаторе $p = 90 \text{ атм}$ и температуре переохлаждения $t_{\text{п}} = +37,5^\circ\text{C}$. При осуществлении цикла Планка CO_2 после охлаждения в конденсаторе до $+37,5^\circ\text{C}$ подвергается дополнительному сжатию до 120 атм с последующим охлаждением перед регулирующим вентилем до первоначальной температуры $+37,5^\circ\text{C}$. Холодопроизводительность $q_0 = i_D - i_E = 156,7 - 121,2 = 35,5 \text{ кал/кг}$. Затрата работы в компрессоре $AL = i_D - i_A + i_D - i_C = 173,0 - 156,7 + 131,4 - 130,0 = 17,7 \text{ кал/кг}$. Холодильный коэффициент

$\epsilon_p = \frac{q_0}{AL} = \frac{35,5}{17,7} = 2,0$. В нормальном цикле мы имели бы $q_0 = 26,7 \text{ кал/кг}$, $AL = 16,3 \text{ кал/кг}$ и $\epsilon = \frac{26,7}{16,3} = 1,64$. Таким образом при указанных условиях выигрыш по отношению к нормальному циклу составляет: в холодопроизводительности около 33%, а в холодильном коэффициенте около 22%.

Из диаграммы i/p видно, что процесс Планка даст наибольший выигрыш в машине работающей при высоких температурах охлаждающей воды.

§ 11. Процесс с переохлаждением холодильного агента перед регулирующим вентилем холодным паром в „аккумуляторе“.

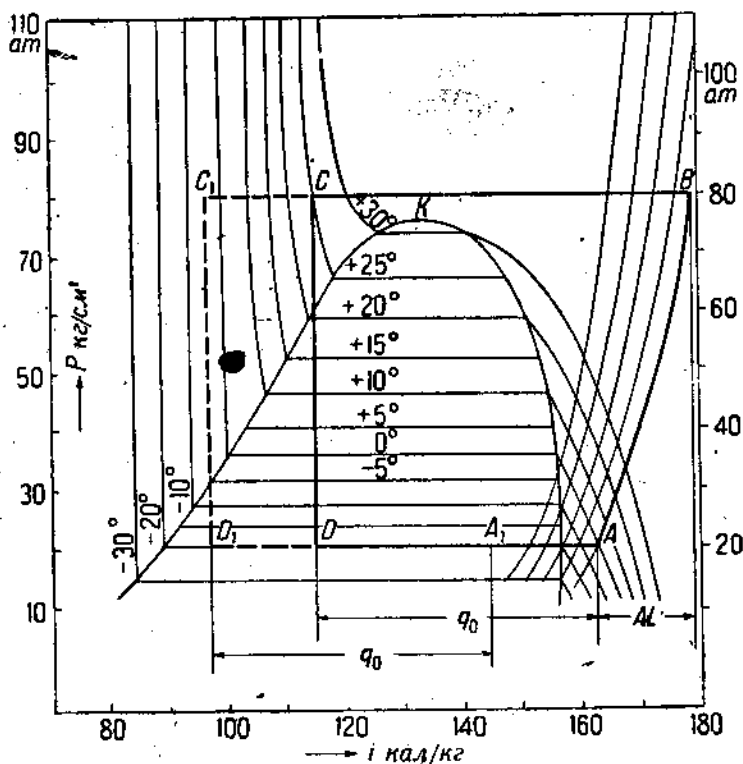
Сухой ход компрессора практически может быть осуществлен или путем установки отделителя жидкости перед компрессором, из которого сухой пар засасывается компрессором, а отделившаяся жидкость возвращается обратно в испаритель, или путем осушения выходящего из испарителя холодного пара в так называемом „аккумуляторе“ A за счет происходящего при этом переохлаждения холодильного агента перед регулирующим вентилем (фиг. 27). Диаграмма i/p (фиг. 28) совершенно ясно показывает, что переохлаждение за счет выходящего из испарителя холодного пара теоретически не может дать никакой выгоды. Действительно, если в обычном процессе $ABCD$



Фиг. 27.

углекислотной машины с засасыванием легко перегретых паров CO_2 , холодопроизводительность $q_0 = i_A - i_D$ выражается в диаграмме отрезком прямой AD , а затрата работы $AL = i_B - i_A$ — отрезком прямой AE , то в процессе с переохлаждением в аккумуляторе мы имеем, с одной стороны, увеличение холодопроизводительности холодильного агента на величину Δq_0 вследствие понижения температуры переохлаждения (точка C_1), но с другой стороны, мы при одном и том же состоянии засасываемого компрессором перегретого пара имеем уменьшившуюся на ту же величину Δq_0 энтальпию выходящего из испарителя влажного пара (точка A_1). Холодопроизводительность $q_0 = i_{A_1} - i_{D_1}$ измеряется в этом случае отрезком прямой $A_1D_1 = D_1A_1$, а затрата работы $AL = i_B - i_{A_1}$ измеряется тем же отрезком прямой.

Пример. Углекислотная машина работает при температуре испарения $t_0 = -20^\circ \text{Ц}$ ($p_0 = 20 \text{ ат}$), давления в конденсаторе $p = 75 \text{ ат}$, переохлаждения $t_n = +25^\circ \text{Ц}$ и засасывает пар перегретый до -10°Ц . Холодопроизводительность $q_0 = i_A - i_D = 159,8 - 116,0 = 43,8 \text{ кал/кг}$. Затрата работы $AL = i_B - i_A = 174,6 - 159,8 = 14,8 \text{ кал/кг}$. Холодильный коэффициент $\varepsilon = \frac{q_0}{AL} = \frac{43,8}{14,8} = 2,96$. При переохлаждении жидкой углекислоты холодным паром, выходящим из испарителя с $+25^\circ \text{Ц}$ до -5°Ц , имеем отвод тепла $\Delta q_0 = i_C - i_{C1} = 116,0 - 96,6 = 19,4 \text{ кал/кг}$ и уменьшение энтальпии выходящего из испарителя пара до $i_{A1} = i_A - \Delta q_0 = i_A - (i_C - i_{C1}) = 159,8 - 19,4 = 140,4 \text{ кал/кг}$, что соответствует паросодержанию выходящего из испарителя пара $X = 0,838$. Холодопроизводительность $q_0 = i_{A1} - i_{C1} = 140,4 - 96,6 = 43,8 \text{ кал/кг}$ остается прежней равно как и затрата работы $AL = i_B - i_A$.



Фиг. 28.

Для углекислотных машин, где невыполнима установка отделителей жидкости с естественной циркуляцией, процесс с переохлаждением холодным паром имеет то основное практическое преимущество, что дает возможность осуществлять в испарителе более влажный процесс испарения с большим коэффициентом теплопередачи и потому с меньшей разницей температур между рассолом и испаряющейся углекислотой (ч. II) при любой степени сухости хода компрессора, обеспечивающей наиболее выгодные значения коэффициентов подачи и индикаторных к. п. д. в действительном процессе (гл. II).

В американских аммиачных установках аккумуляторы для глубокого переохлаждения жидкого аммиака перед регулирующим вентилем находят себе широкое применение вместо отделителей жидкости, требующих во многих случаях при недостаточной высоте установки отделителя специальных насосов для обратной подачи отделившейся жидкости в испаритель.

УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ К ГЛАВЕ I.

А. На русском языке:

1. Остертаг П., Рабочие процессы холодильных машин, изд. „Техника и производство“, перев. К. А. Стряж и Н. И. Кузнецова под ред. В. Л. Сурвилло, Ленинград 1928.

Б. На английском языке:

2. Inocuty H., Graphical Method of Finding Compression Pressure of CO₂ Refrigerating Machine for Maximum Coefficient of Performance, Actes du V Congrès International du Froid, Vol. 3, Sindacato Italiano Arte Grafiche, Rome 1929.

3. Jenkin C. F. & Shorthose D. N., The Thermal Properties of Ethyl Chloride, Food Investigation Board, Special Report No. 14, H. M. Stationery Office, London 1923.

4. Macintire H. J., Marvel C. S. & Ford S. G., Certain Physical and Chemical Properties of Methyl Chloride, Refrigerating Engineering, Vol. 14, No. 4, New York, Oct. 1927.

5. Motz W. H. Principles of refrigeration, Nickerson & Collins Co., Chicago 1926.

6. Properties of refrigerants, A. S. R. E. Circular No. 2, New York 1926.

7. Shorthose D. N., The Thermal Properties of Methyl Chloride, Food Investigation Board, Special Report No. 19, H. M. Stationery Office, London 1924.

В. На немецком языке:

8. A. Baumann. Kühlung und Entfeuchtung von Raumluft (Luftaufbereitung) insbesondere nach dem Luftexpansionsprozess, Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 37, Heft 7, Berlin 1930.

9. Hirsch M., Die Kältemaschine, Verlag Julius Springer, Berlin 1924.

10. Hybl Jaroslav, Die Verdampfungswärme von Flüssigkeiten, Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 37, Heft 5, Berlin 1930.

11. Inocuty H., Zeichnerisches Verfahren zum Auffinden des günstigsten Kondensatordruckes in Kohlensäure-Kältemaschinen, Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 35, Heft 9, Berlin 1928. Перевод доклада на V Всемирном холодильном конгрессе (2).

12. Kuprianoff Iwan, Erweiterung der Dampf-tellen und Diagramme für Ammoniak bis - 75° C, Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 37, Heft 1, Berlin 1930.

13. Mollier R., Physikalische Grundlagen der Kältetechnik, Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 16, Heft, Berlin 1909.

14. Plank R. & Kuprianoff J., Die thermischen Eigenschaften der Kohlensäure im gasförmigen, flüssigen und festen Zustand, Beiheft zur Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie, Reihe I, Heft I, Verlag: Gesellschaft für Kältewesen m. b. H., Berlin 1929.

15. Plank R., Über die Verwendung von Methylchlorid in Kältemaschinen, Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 36, Heft 12, Berlin 1929.

16. Plank R., Warnungsmittel für Methylchlorid, Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 37, Heft 7, Berlin 1930.

17. Regeln für Leistungsversuche an Kältemaschinen und Kühlanlagen, nebst Erläuterungen, Tabellen und Diagrammen, Aufgestellt vom Deutschen Kälteverein und vom Verein Deutscher Ingenieure, Verlag: Gesellschaft für Kältewesen m. b. H., Berlin 1929.

18. R. W. M. Neue Dampf-tafel für Kohlensäure bei niedrigen Temperaturen, Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahr. 35, Heft 6, Berlin 1928.

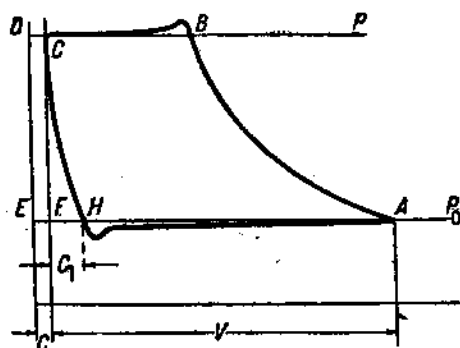
19. Wagner Otto, Zur Frage der Verwendung von Methylchlorid als Kältemittel, Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 34, Heft 4 Berlin 1927.

ГЛАВА ВТОРАЯ.

ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ ПРОЦЕСС В КОМПРЕССОРЕ С ВРЕДНЫМ ПРОСТРАНСТВОМ, ДРОССЕЛИРОВАНИЕМ, ТЕПЛООБМЕНОМ И ТРЕНИЕМ.

§ 1. Адиабатическое расширение из вредного пространства.

В действительном процессе объемная холодопроизводительность q'' (кал/м³) и удельная холодопроизводительность K (кал/л.с.ч.) меньше их



Фиг. 29.

теоретических значений. Хотя уменьшение этих значений против теоретических вызывается одними и теми же процессами, происходящими в цилиндре действительной машины, мы для удобства изложения сначала рассмотрим потери объемные, а затем — энергетические. При этом следует отметить, что те объемные потери, которые вызываются необратимыми процессами в компрессоре (мятие пара в клапанах, подогрев всасываемого пара стенками цилиндра), влекут за собой обычно и потери энергетические; те же объемные потери, которые обусловлены обратимыми процес-

сами, потерь энергетических могут и не вызывать. Обозначим в дальнейшем вредное пространство каждой полости цилиндра, выраженное в м³ через C (от английского слова *clearance*), а рабочий объем полости цилиндра — через V (м³). Тогда вредное пространство в долях рабочего объема цилиндра составит

$$c = \frac{C}{V} \text{ и } C = c \cdot V. \quad (1)$$

Вредное пространство здесь подразумевается объемное (со включением выемок у клапанов и т. п.), которое в машинах с клапанами в цилиндре значительно превышает линейное, определяемое наличием зазора между поршнем и крышкой, а в машинах с клапанами в крышках и поршне приближается к линейному.

При адиабатическом расширении из вредного пространства (фиг. 29) заключающийся в нем холодильный агент займет объем V_x , определяемый из уравнения

$$V_x = C \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{\kappa}}. \quad (2)$$

За вычетом объема, остающегося во вредном пространстве, расширяющийся пар займет долю рабочего объема цилиндра

$$C_1 = C \cdot \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right]. \quad (3)$$

Если пренебречь потерей объема, вызываемой депрессией во всасывающих клапанах, которая в конце хода поршня приближается к нулю, идеальный объемный коэффициент:

$$\eta_v = \frac{V - C_1}{V} = 1 - \frac{C_1}{V} = 1 - c_1 = 1 - c \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right] = \frac{\Delta H}{\Delta F}. \quad (4)$$

Количество холодильного агента, засасываемое компрессором, составит

$$G_a = V \frac{1 - c_1}{v_0}. \quad (5)$$

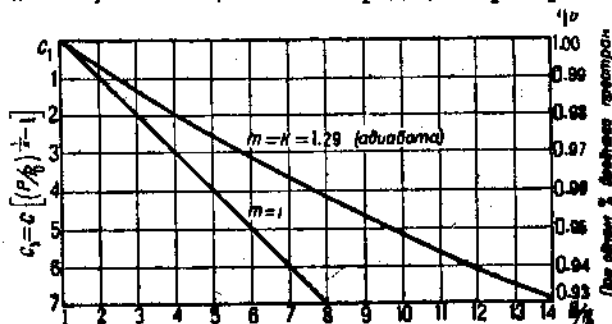
Количество холодильного агента, остающееся во вредном пространстве, составляет:

$$G_o = V \frac{c + c_1}{v_0}, \quad (6)$$

где v_0 — удельный объем засасываемого пара ($\text{м}^3/\text{кг}$).

В компрессоре производится сжатие ($G_a + G_o$) к пара и работа сжатия составляет:

$$A \mathcal{L}_k = (G_a + G_o) (i_2 - i_1). \quad (7)$$



Фиг. 30.

Работа расширения, отдаваемая поршню, составляет

$$A \mathcal{L}_E = G_o (i_2 - i_1). \quad (8)$$

В результате на 1 кг циркулирующего в системе холодильного агента затрачивается работа:

$$AL = \frac{A \mathcal{L}_k - A \mathcal{L}_E}{G_a} = i_2 - i_1, \quad (9)$$

т. е. вредное пространство при адиабатическом сжатии и расширении не вызывает увеличения расхода энергии. То же самое можно доказать, исходя из работы сжатия 1 м^3 пара:

$$\mathcal{L} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} P_0 \left[\left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]. \quad (10)$$

Величина $\left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1$, определяющая собой значение идеального объемного коэффициента, может быть взята по графику (фиг. 30).

§ 2. Объемные потери в действительном процессе.

В действительности только в быстроходных вертикальных машинах прямоходного типа (в дальнейшем для сокращения обозначаемых ВП) расширение во вредном пространстве происходит с показателем политропы, близким к адиабатическому. В обычных горизонтальных машинах двойного действия (в дальнейшем для сокращения обозначаемых ГД) с возвратным потоком холодильного агента вредное пространство имеет не только большие размеры, но и неблагоприятную форму, вследствие чего расшире-

ние происходит с показателем политропы значительно меньшим адиабатического (дающим больший объем в конце расширения, т. е. большую потерю хода) и к тому же меняющимся в зависимости от температур.

Фишер¹ для компрессора Борзига с $V_h = 51,7 \text{ м}^3/\text{час}$ и $\epsilon = 5,86\%$, $t = +30^\circ$, при всасывании слегка перегретого аммиака и работе с охлаждающей рубашкой получили

ТАБЛИЦА 8

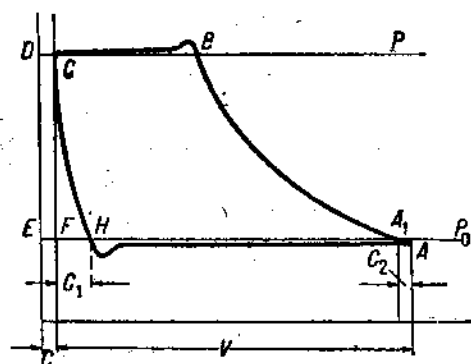
Температура испарения $t_o =$	-25°	$-17,5^\circ$	-10°	0°
Показатель политропы расширения $m =$	1,125	1,050	0,97	0,82

При работе без охлаждения цилиндра показатель политропы значительно больше.

По данным Макинтайра (Macintire), для тихоходных американских вертикальных машин старого типа получилось $m = 1,1$.

Причина этого явления, повидимому, отложение во вредном пространстве и на поршне некоторого количества капель холодильного агента, сконденсировавшихся во время сжатия и выталкивания; во время обратного хода поршня капли испаряются, занимая некоторый добавочный объем.

Кроме того, вследствие сопротивления в клапанах линия всасывания проходит ниже теоретической, причем в некоторых машинах к концу хода вследствие замедления скорости поршня и динамики движения пара давление в точке A доходит почти до теоретического; в других машинах все же оста-



Фиг. 31.

ется некоторая депрессия, вызывающая уменьшение плотности, а следовательно, и количества засосанного вещества. Потеря эта наглядно выражена на индикаторной диаграмме (фиг. 31) в виде отрезка C_2 . Тогда видимые потери на индикаторной диаграмме представятся в виде отрезков FH и AA_1 , полезный ход — A_1H при полном ходе AF . Объемный коэффициент, оценивающий видимые объемные потери, по индикаторной диаграмме определится как

$$\eta_v = \frac{A_1H}{AF} = \frac{V - C_1 - C_2}{V} = 1 - c_1 - c_2. \quad (11)$$

Весовая потеря от уменьшения γ в конце всасывания в проценте от полного хода дана в табл. 9. Следует иметь в виду, что отрезок C_2 будет не вполне пропорционален этой потере в случае сжатия между точками A и A_1 , с показателем политропы, не равным 1.

Во время всасывания рабочие пары подогреваются от соприкосновения с теплыми стенками цилиндра, поршнем, клапанами и т. д., причем иногда в компрессорах ГД этот подогрев начинает происходить еще во всасывающем канале (перед клапанами), в случае непосредственного соседства с нагретательным каналом (аммиачный компрессор MAN-„Компрессор“).

¹ Dr.-Ing. W. Fischer, Der Einfluss des Kühlwassermantels an Kompressions- Kältemaschinen, 1921.

ТАБЛИЦА 9

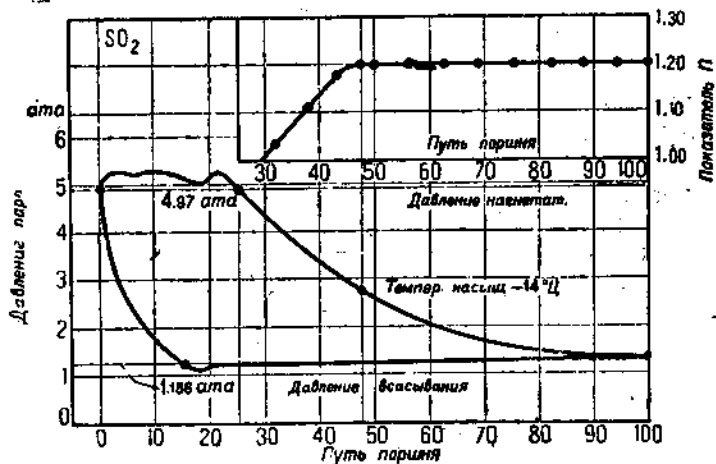
Значение потерь s_2 для NH_3 компрессора в процентах

Температура испарения . . . °C . . .	0°	-15°	-30°
Депрессия 0,05 ат	1,14	2,57	4,1
Депрессия 0,10 ат	2,28	5,14	8,2

В результате происшедшего подогрева в конце всасывания в цилиндре находится пар значительно более высокой температуры, чем во всасывающем трубопроводе (сухой ход), либо пар со значительно большим паросодержанием, чем перед компрессором (влажный ход). Удельный объем пара увеличивается во втором случае еще более значительно, чем в первом, а вес его, вмещающийся в цилиндре, уменьшается. Потеря эта оценивается коэффициентом подогрева η_{20} .

Так как в конце всасывания пар все же имеет температуру более низкую, чем температура стенок, то в самом начале сжатия к нему от стенок продолжает притекать тепло, и процесс идет с показателем политропы, большим адиабатического.

Вскоре температура пара становится выше температуры стенок, но вследствие того, что скорость поршня, а следовательно и скорость процесса к



Фиг. 32.

середине хода увеличивается, теплообмен затрудняется, и сжатие в основном идет по адиабате. Следует отметить, что часть работы трения поршня может передаваться пару, чем отчасти компенсируется происходящий теплообмен. Когда в цилиндре создается давление, которому соответствует температура насыщения более высокая, чем температура стенок (понимая под последними и поршень, и крышку, и клапаны), на стенках могут конденсироваться капли жидкости, вследствие чего объем рабочего вещества уменьшается, что означает понижение показателя политропы. Последнее видно на фиг. 32 из опытов Кенигера с сернистокислотными компрессорами. Существование конденсата на холодных металлических стенках при наличии перегретого пара в цилиндре не только возможно, но и доказано экспериментально, в частности для водяного пара. Происходящее уменьшение показателя политропы означало бы экономию в работе сжатия, если бы весь холодильный агент, в том числе и сконденсировавшийся, выталкивался из цилиндра; в действительности капли конденсата в значительной мере остаются во вредном пространстве, и, испаряясь в начале обратного хода поршня, вызывают увеличение расширения во вредном пространстве (объема C_1).

Аналогично депрессии при всасывании в конце сжатия создается некоторый добавочный напор на преодоление сопротивлений клапанов,

постепенно спадающий во время выталкивания. Этот добавочный напор вызывает, хотя и очень незначительное, ухудшение η_v вследствие увеличения отношения $\frac{p}{p_0}$.

Очевидно, что депрессия при всасывании и дополнительный напор при выталкивании холодильного агента вызывают излишний расход энергии против теоретического.

Отношение количества холодильного агента G_a , действительно засосанного в час компрессором, к количеству, которое он мог бы засосать при удельном объеме пара, соответствующем состоянию последнего перед компрессором, при использовании полного рабочего объема компрессора V_h называется коэффициентом подачи компрессора λ_a :

$$\lambda_a = \frac{G_a \cdot v_1}{V_h}; \quad (12)$$

где v_1 — удельный объем ($\text{м}^3/\text{кг}$) засасываемого холодильного агента перед впускером компрессора.

Объемные потери, видимые по индикаторной диаграмме, характеризуются объемным коэффициентом η_v ; для оценки невидимых потерь вводится коэффициент подогрева пара стенками цилиндра η_w ; тогда произведение обоих указанных коэффициентов дает действительный коэффициент подачи λ_a , характеризующий работу компрессора, как нососа при данных условиях:

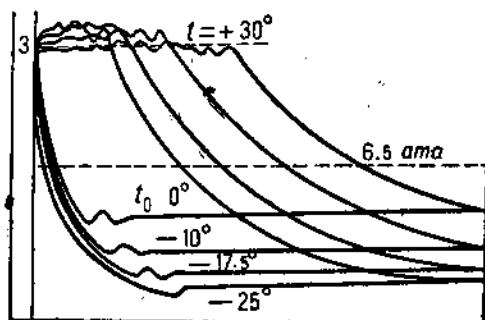
$$\lambda_a = \eta_v \cdot \eta_w \text{ и } \eta_w = \frac{\lambda_a}{\eta_v}. \quad (13)$$

Необходимо вновь отметить, что хотя коэффициентом подогрева называется η_w , но и η_v в свою очередь зависит от явлений теплообмена в компрессоре. Поэтому как оба эти коэффициента, так и произведение их — коэффициент подачи — зависят от конструкции машины, величины ее быстроходности, размеров вредного пространства, отношения давлений $\frac{p}{p_0}$, температур, влажности пара перед компрессором, наличия водяной рубашки или изоляции цилиндров и т. д. Даже для одной какой-либо машины при определенном числе оборотов и всасывании сухих паров трудно выразить λ_a в виде функции от одного лишь отношения абсолютных температур конденсации и испарения $\frac{T}{T_0}$, или их разности $T - T_0$, или от отношения

давлений $\frac{p}{p_0}$. Более того, ясно, что если для одного из этих переменных λ_a или η_v или η_w можно выразить в виде одной кривой, то для другого переменного мы получим семейство кривых, так как одному и тому же значению скажем $T - T_0$, могут соответствовать при разных температурах различные $\frac{T}{T_0}$ и $\frac{p}{p_0}$. Так, уже табл. 8 и 9 показывают, что объемный коэффициент η_v , который, казалось бы, в первую очередь, должен был зависеть только от отношения давлений $\frac{p}{p_0}$, сильно меняется в зависимости от температуры испарения аммиака t_0 и соответствующего давления, и гораздо

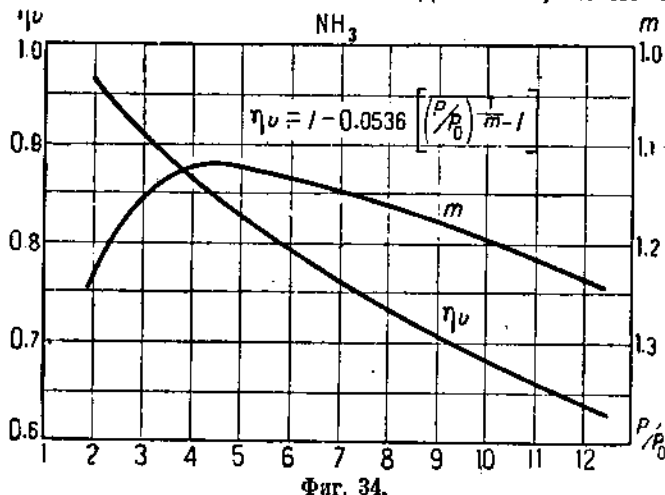
меньше зависит от температуры конденсации (по Фишеру показатель политропы расширения изменяется в пределах 1,116—1,115—1,117 при изменении температуры конденсации от +20 до +40° Ц и при постоянной температуре испарения). Поэтому, когда в дальнейшем, в фиг. 34, 36, 37, 44, 45, производится сравнение этих коэффициентов для большого диапазона давлений или размеров машин, то следует помнить, что приводимые кривые дают лишь средние значения для целой серии опытов с отклонениями в обе стороны на 5—8%.

Так, например, Фишер сопоставил в одном графике (фиг. 33) индикаторные диаграммы своих опытов для постоянного давления конденсации и переменного давления испарения при работе с охлаждающей водяной рубашкой.



Фиг. 33. Индикаторные диаграммы, снятые при работе с охлаждающей водяной рубашкой при постоянной температуре конденсации и при различных температурах испарения.

Благодаря последней температура стенок была постоянной, ей соответствовало давление конденсации 6,5 ата (показано пунктиром на индикаторных диаграммах); при переходе линии сжатия через это давление начиналась конденсация на стенках. Чем ниже температура испарения, тем относительно позже (по ходу поршня и по времени) начинается конденсация, тем меньше жидкости успевает отложиться во вредном пространстве, тем больше показатель политропы расширения и тем круче она падает вниз. При отсутствии водяной рубашки средняя температура стенок может сильнее изменяться в зависимости от температуры в начале и в конце сжатия. При этих условиях опыты Фишера дали для η_v зависимость лишь от отношения давлений, но не от температуры испарения,



Фиг. 34.

и показатель политропы расширения также меняется в широких пределах, причем указанные на фиг. 34 значения m , подсчитанные при помощи формулы (4), несколько уменьшены, так как в них не учтено, что часть видимых потерь могла зависеть от депрессии (c_2).

В заключение отметим, что в отличие от коэффициента подачи λ_a , характеризующего работу компрессора по весовой подаче агента, коэф-

фициент подачи λ_0 характеризует работу компрессора как холодильной машины по отношению действительно полученной холодопроизводительности к той холодопроизводительности, которую машина теоретически должна была бы дать, если бы цилиндр целиком заполнялся сухим насыщенным паром холодильного агента (при

тех же температурах испарения, конденсации и переохлаждения).

$$\lambda_0 = \frac{Q_0}{Q_{\text{теор}}} = \frac{Q_0}{V_h \cdot q''_{\text{теор}}} = \frac{\frac{Q_0}{V_h}}{q''_{\text{теор}}} = \frac{q_v}{q''_{\text{теор}}}, \quad (14)$$

где q_v — действительная холодопроизводительность в кал/м^3 , а $q''_{\text{теор}}$ — теоретическая холодопроизводительность 1 м^3 сухих насыщенных паров.

Соотношение между коэффициентами подачи весовым λ_a и объемным λ_0 устанавливается в § 4, пока же отметим, что в случае если компрессор засасывает действительно сухой насыщенный пар, то значения обоих коэффициентов совпадают.

§ 3. Энергетические потери.

Отношение работы теоретически необходимой (в адиабатическом процессе) для сжатия 1 кг холодильного агента с начальных температуры, давления и удельного объема, которые он имеет у всасывающего штуцера компрессора, до давления в конденсаторе, к действительно затрачиваемой индикаторной работе на 1 кг действительно поданного компрессором холодильного агента, называется адиабатическим к. п. д. — η_a .

$$\eta_a = \frac{i_2 - i_1}{632 \cdot \frac{N_i}{G_a}} = \frac{G_a \cdot (i_2 - i_1)}{632 \cdot N_i} = \frac{v_1 \cdot P_0 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]}{75 \cdot 3600 \cdot \frac{N_i}{G_a}} = \frac{G_a \cdot v_1 \cdot L_{a\kappa}}{270\,000 \cdot N_i}. \quad (15)$$

В отличие от адиабатического к. п. д. η_a , характеризующего экономичность работы компрессора как газового насоса, индикаторный к. п. д. характеризует экономичность компрессора как холодильной машины, и представляет собой отношение теоретически необходимой затраты работы в адиабатическом процессе для получения заданной холодопроизводительности при данных температурах испарения, конденсации, переохлаждения и при поступлении в компрессор сухих насыщенных паров к действительно затраченной в виде индикаторной мощности работе на достижение той же производительности.

$$\eta_i = \frac{\frac{i_2 - i_0''}{i_0'' - i_u''}}{632 \cdot \frac{N_i}{Q_0}} = \frac{\frac{Q_0}{N_i}}{632 \cdot \frac{i_0'' - i_u''}{i_2 - i_0''}} = \frac{K}{K_{\text{теор}}} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{\text{теор}}}, \quad (16)$$

т. е. индикаторный к. п. д. η_i представляет собой также отношение действительной удельной холодопроизводительности к теоретической удельной холодопроизводительности при тех же условиях.

Соотношение между адиабатическим к. п. д. η_a и индикаторным к. п. д. η_i устанавливается в § 4, пока же отметим, что в случае, если компрессор действительно засасывает сухой насыщенный пар, то значения обоих коэффициентов совпадают.

Отношение действительного индикаторного давления в цилиндре компрессора к тому теоретическому среднему индикаторному давлению, которое получилось бы при полном наполнении цилиндра сухими насыщенными парами и адиабатическом сжатии их, называется коэффициентом индикаторного давления — ρ .

$$\rho = \frac{N_i}{N_{теор}} \text{ и } N_i = \rho \cdot N_{теор} = \rho \cdot \frac{q_v'' \cdot V_h}{K_{теор}}. \quad (17)$$

Нетрудно доказать, что коэффициент индикаторного давления есть отношение коэффициента подачи к индикаторному к. п. д. Действительно,

$$\rho = \frac{\frac{Q_0}{K}}{\frac{V_h \cdot q_v''}{K_{теор}}} = \frac{\frac{Q_0}{V_h \cdot q_v''}}{\frac{K}{K_{теор}}} = \frac{\lambda_0}{\eta_i}. \quad (18)$$

Если $\lambda_0 = 1$, то $\rho = \frac{1}{\eta_i}$.

Величина ρ , обратно пропорциональная η_i , может быть также названа коэффициентом полноты индикаторной диаграммы.

Величина ρ весьма полезна не только для подбора двигателя к компрессору по уравнению (17), но она является также удобным исходным пунктом для анализа энергетических потерь в компрессоре.

Сделаем допущение, что вредное пространство равно нулю ($\eta_v = 1$ и $\lambda_0 = \eta_w$), что сжатие происходит адиабатически, причем депрессия при всасывании и избыточный напор при выталкивании отсутствуют. В этом случае площадь диаграммы и среднее индикаторное давление будут равны теоретическим, количество же холодильного агента и соответственно холодопроизводительность уменьшатся в отношении η_w .

Поскольку

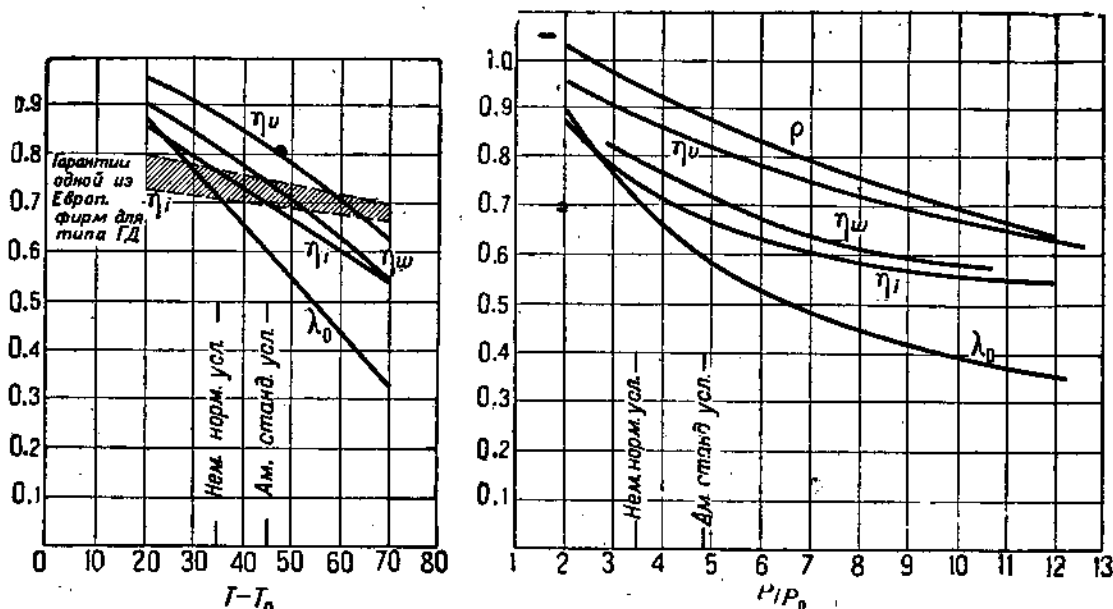
$$\eta_i = \frac{\frac{Q_0}{N_i}}{\frac{p_i \cdot V_h}{p_{теор} \cdot V_h}} = \frac{\lambda_0 \cdot V_h \cdot q_v'' \cdot 27}{\frac{p_i \cdot V_h}{V_h \cdot q_v'' \cdot 27}} = \lambda_0 = \eta_w; \quad (19)$$

и

$$\rho = \frac{\lambda_0}{\eta_i} = 1. \quad (20)$$

Отсюда вывод, что η_i в первую очередь зависит от коэффициента подогрева η_w , что является естественным, так как при подогреве удельный объем пара возрастает без соответственного увеличения холодопроизводительности, а мощность, затрачиваемая на сжатие при постоянстве p_i , возрастает пропорционально увеличению объема. Иначе можно формулировать то же самое так, что индикаторная мощность компрессора при данных его размерах остается постоянной, в то время как холодопроизводительность уменьшается в отношении η_w . График фиг. 35, показывающий изменение

всех коэффициентов в зависимости от отношения давлений $\frac{p}{p_0}$ в машине типа ГД, испытывавшейся Фишером, подтверждает, что η_i во всех случаях мало отличается от η_w . То же подтверждается фиг. 36 и 45 для машин типа ВП, у которых благодаря малому вредному пространству η_v близко к 1 и λ_0 мало отличается от η_w .



Фиг. 35. Изменения основных коэффициентов, характеризующих работу машины по опытам Фишера, для NH_3 -компрессоров типа ГД в зависимости от разности температур и отношения давлений.

В действительности ни сжатие, ни расширение не происходят вполне адиабатически, причем показатель политропы расширения всегда меньше

показателя политропы сжатия не только из-за доиспарения жидкости, но также потому, что скорость поршня вблизи мертвой точки меньше, а поверхность соприкосновения пара со стенками, отнесенная к занимаемому им объему, значительно больше, чем в середине хода, вследствие чего указанное явление имеет место и в воздушных компрессорах. Если работу сжатия 1 кг пара при показателе политропы n мы обозначили L_n , а работу расширения при показателе политропы m обозначим L_m , то в результате по аналогии с формулой (9) получим

$$L = \frac{(G_a + G_c) \cdot L_n - G_c \cdot L_m}{G_a} = L_n + \frac{G_c}{G_a} (L_n - L_m). \quad (21)$$

Фиг. 36. Изменения значений коэффициентов $\lambda_0, \eta_i, \lambda_a, \eta_a$ для современных NH_3 -машин по Шиплей.

Поскольку $n > m$, добавок к L_n всегда положителен и если $n = \kappa$, т. е. сжатие адиабатическое, а расширение с показателем $m < \kappa$, то пере-

расход работы по отношению к случаю адиабатического сжатия без вредного пространства неизбежен. Если сжатие также не адиабатическое, то результат зависит от величины вредного пространства и показателей обеих политроп.

С другой стороны, среднее индикаторное давление значительно увеличивается вследствие наличия сопротивлений в клапанах. Эти последние зависят от конструкции машины, а для определенной машины — от скорости пара в клапанах, т. е. от числа оборотов. Эта зависимость выступает четко не всегда, поскольку, как сказано выше, потеря в клапанах не единственный фактор, влияющий на величину p . Все же некоторые выводы

можно сделать из фиг. 37, дающей изменения коэффициентов λ_a , η_a и p для компрессора Вортингтона, обладающего большим сопротивлением в клапанах. Эти сопротивления, естественно, ложатся большим процентом на площадь индикаторной диаграммы при малом отношении давлений

$\left(\frac{p}{p_0} < 3\right)$, вследствие чего p

начинает так быстро возрастать при дальнейшем уменьшении $\frac{p}{p_0}$, что η_a начинает

падать, несмотря на возрастание λ_a . Если другие фигуры не показывают подобного явления для иных типов машин, то причина может лежать также в том, что их кривые не доведены до таких малых отношений давлений.

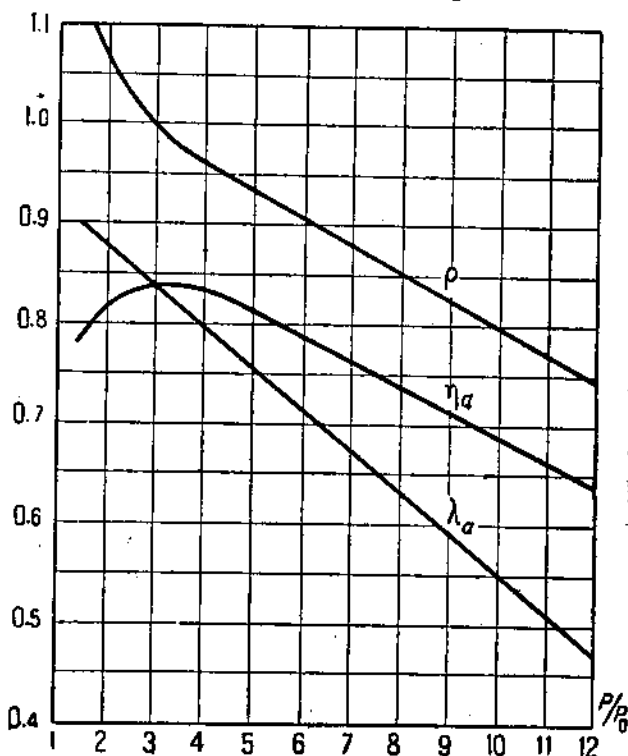
Фиг. 46 показывает, что при увеличении числа оборотов η_w возрастает, так как процессы протекают быстрее и влияние стенок ослабляется. Однако η_c с ростом числа обо-

ротов все больше отстает от η_w ; причиной является увеличение p , так как при постоянных давлениях в конденсаторе и испарителе все больше растет среднее индикаторное давление в компрессоре вследствие увеличения скорости и потери напора в клапанах.

В заключение следует отметить, что основной причиной ухудшения

η_c при увеличении отношения давлений $\frac{p}{p_0}$ является уменьшение коэф-

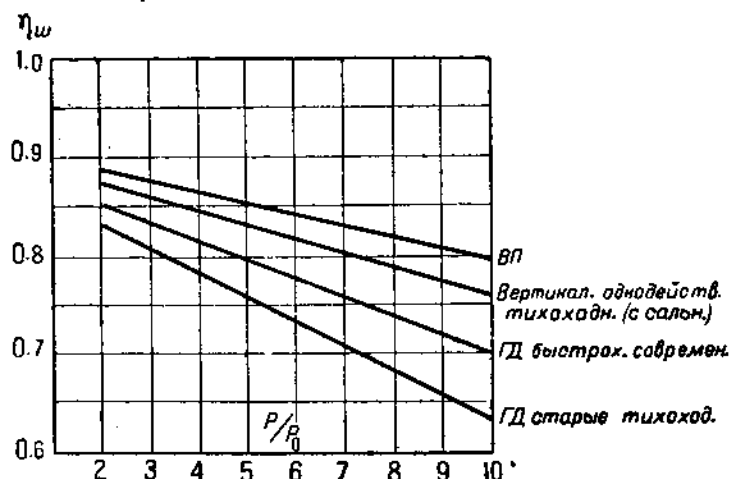
фициента подогрева η_w вследствие возрастания теплообмена между паром и стенками цилиндра при увеличении диапазона температур в цилиндре от начала всасывания до конца сжатия; причиной ухудшения λ_0 кроме сказанного в отношении η_c является также расширение остаточного пара во вредном пространстве, характеризуемое коэффициентом η_w . Этим объясняется тенденция холодильного машиностроения к повышению быстроходности компрессоров и к переходу на проточный тип, сводящий к минимуму



Фиг. 37. Значения коэффициентов p , η_a , λ_a для NH_3 -компрессоров типа ГД с самоупружиняющимися клапанами Вортингтона.

бесполезно увеличивающий энтропию процесс теплообмена (необратимый). Показательна в этом отношении фиг. 38, составленная по данным Л. Чью (L. Chew), и фиг. 36, основанная на опытах Шиплей (T. Shipley).

При сравнении как этих фигур, так и некоторых других (в частности фиг. 35, где на левом графике показаны в сопоставлении с кривыми Фишера гарантийные кривые одной из крупных европейских фирм), бросается в глаза, что фирменные кривые имеют более пологое протекание, чем кривые лабораторных исследователей, хотя в среднем они держатся на той же высоте.



Фиг. 38. Значения коэффициента $\eta_{ш}$ для разных типов NH_3 -компрессоров по Chew.

Объясняется это тем, что при лабораторных исследованиях во избежание удорожания опытов обычно применяются меньшие модели машин, для которых кривые характеризующих их коэффициентов и других показателей протекают более круто. Фирмы же, давая гарантии, из коммерческих соображений запасаются надежностью и в зависимости от условий работы вносят

более или менее постоянную поправку.

Иногда указывают, что λ_0 и η_i учитывают также пропуски через неплотности и т. п. Однако опубликованные в литературе данные не дают никаких указаний на возможную величину этих потерь; в частности Фишер и Кенигер производили свои опыты при таком хорошем состоянии машин, которое эти потери исключало.

При плохом состоянии цилиндра эти потери войдут в скрытом виде в условную величину $\eta_{ш}$, определяемую как частное от двух действительных замеренных величин λ_0 и η_i .

§ 4. Влияние влажного хода и перегрева на всасывание.

Если в компрессор поступает холодный агент с паросодержанием $x < 1$, то удельный объем его и энтальпия будут меньше, чем при $x = 1$. При поступлении в компрессор перегретого пара обе указанные величины будут, наоборот, больше, чем при $x = 1$. Отношение объемной холодопроизводительности пара влажного (q_v^x) или перегретого к объемной холодопроизводительности сухого насыщенного пара (q_v^s) назовем μ_x . Это отношение для влажного пара составит:

$$\mu_x = \frac{q_v^x}{q_v^s} = \frac{\frac{q_0^x}{v_0^x}}{\frac{q_0^s}{v_0^s}} = \frac{(q_0^s - r(1-x)) \cdot v_0^s}{[v_0^s \cdot (1-x) + v_0^x \cdot x] \cdot q_0^s}, \quad (22)$$

где q_0'' — холодопроизводительность 1 кг холодильного агента при сухом ходе (кал/кг) и q_v'' — холодопроизводительность 1 м³ сухого насыщенного пара (кал/м³).

Пренебрегая удельным объемом жидкости v_0' для SO₂ и NH₃, имеем

$$\mu_x = \frac{[q_0'' - r(1-x)]}{x \cdot q_0''} \quad (23)$$

Заменив $q_0'' = r(1-x_s)$, где x_s — паросодержание после регулирующего вентиля, имеем

$$\mu_x = \frac{1}{x} - \frac{1-x}{x \cdot (1-x_s)} \quad (24)$$

т. е. чем больше паросодержание x_s после дросселирования, тем невыгоднее сказывается переход на влажный ход в отношении объемной холодопроизводительности.

Определим паросодержание перегретого пара как избыток его энтальпии над i_0'' , отнесенный к полной скрытой теплоте парообразования:

$$x = 1 + \frac{i - i_0''}{r}$$

Тогда для перегретого пара

$$\mu_x = \frac{q_0'' + r(x-1)}{q_0'' \cdot \frac{v_0''}{v_0'}} = \frac{1 + \frac{r(x-1)}{q_0''}}{\frac{v_0''}{v_0'}} \quad (25)$$

Если перегрев $\theta = T_x - T_0$ (абсолютные температуры всасывания и испарения), и холодильный агент настолько далек от критической точки, что можно принять зависимость $P \cdot V = R \cdot T$, то для $x > 1$:

$$\mu_x = \frac{q_v''}{q_0''} = \frac{q_0''}{q_0'' \cdot \frac{v_0''}{v_0'}} = \frac{q_0'' + c_p \cdot \theta}{q_0'' \cdot \frac{T_x}{T_0}} = \frac{1 + \frac{c_p}{q_0''} \cdot \theta}{1 + \frac{\theta}{T_0}} \quad (26)$$

Для SO₂, например, при $T_0 = 265^\circ \text{Ц}$, $c_p = 0,355$ и $q_0'' = 92,5$ (условия опытов Кенигера) получаем для $x > 1$:

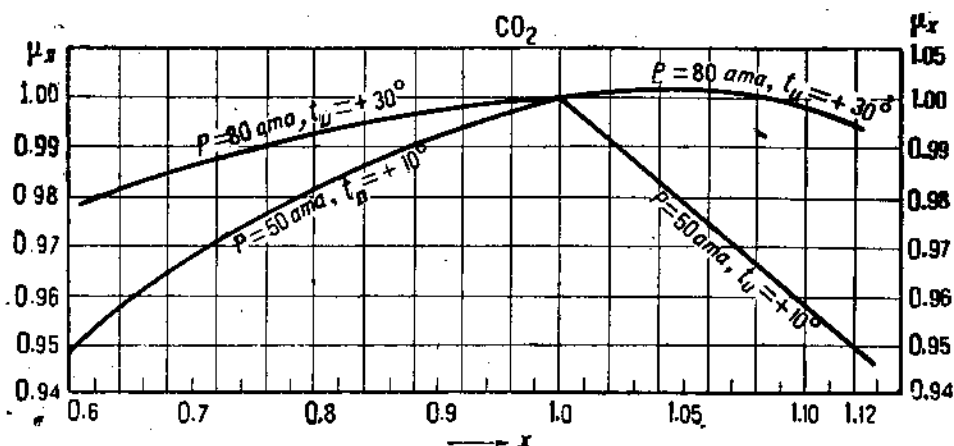
$$\mu_x = \frac{1 + \frac{0,355}{92,5} \cdot \theta}{1 + \frac{1}{265} \cdot \theta} = \frac{1 + 0,00384 \cdot \theta}{1 + 0,00377 \cdot \theta} \approx 1.$$

Для NH₃ при $x > 1$ имеем $\mu_x < 1$.

Для CO₂ результат получается различный в зависимости от температур испарения, переохлаждения, перегрева и от давления в конденсаторе. Здесь нельзя пренебрегать для $x < 1$ величиной v_0' и не следует принимать прямой пропорциональности v от T .

Для крайних случаев ($p = 80 \text{ атм}$ и $p = 50 \text{ атм}$) и для t_0 от 0 до -20°Ц средние величины даны на фиг. 39.

Если принять, что средний показатель политропы (адиабаты) сжатия не зависит от температуры в начале сжатия, то отношение работы сжатия 1 кг сухого насыщенного пара будет равно отношению соответствующих объемов, а μ_x представит собой также и отношение удельной холодопро-



Фиг. 39.)

изводительности при сжатии перегретого пара к таковой для пара сухого и насыщенного; в первом приближении можно тоже привать и для $x < 1$. Тогда получим:

$$\mu_x = \frac{q_v^x}{q_v^s} = \frac{\frac{1}{q_v^s}}{\frac{1}{q_v^x}} = \frac{Q_0 \cdot \frac{1}{V_h \cdot q_v^s}}{Q_0 \cdot \frac{1}{V_h \cdot q_v^x}} = \frac{\lambda_0}{Q_0 \cdot \frac{v_0^x}{V_h \cdot q_v^x}} = \frac{\lambda_0}{G_a \cdot \frac{v_0^x}{V_h}} = \frac{\lambda_0}{\lambda_a}, \quad (27)$$

и

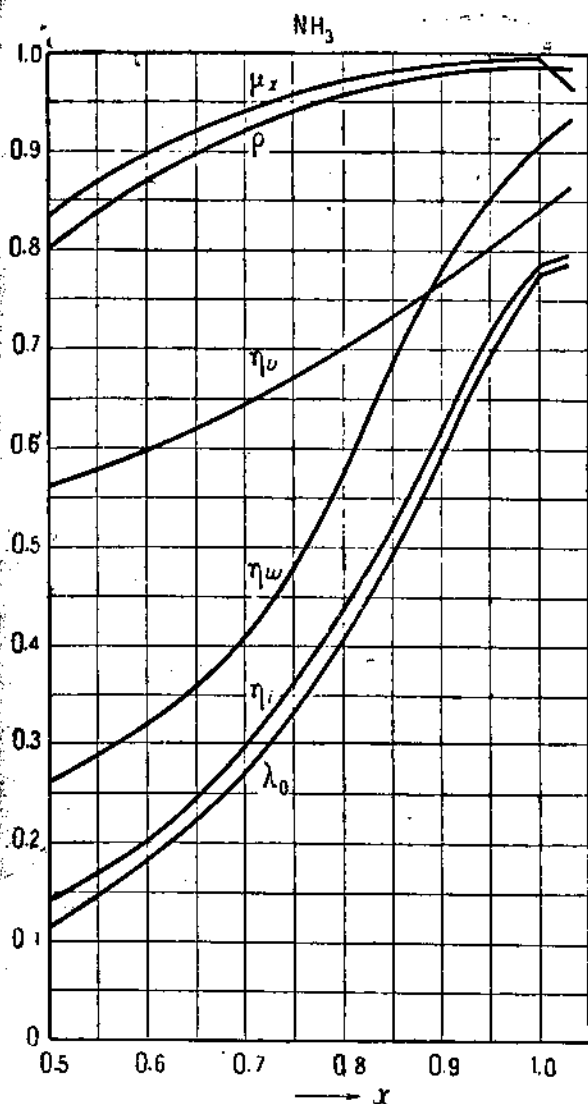
$$\mu_x = \frac{q_v^x}{q_v^s} = \frac{\frac{q_0^x \cdot 27}{v_0^x \cdot p_i}}{\frac{q_0^s \cdot 27}{v_0^s \cdot p_i}} = \frac{K^x}{K^s} = \frac{\frac{Q_0}{N_i} \cdot \frac{1}{K^x}}{\frac{Q_0}{N_i} \cdot \frac{1}{K^s}} = \frac{\eta_i}{\eta_a}. \quad (27a)$$

Для $x < 1$ формула (27a) вообще неправильна, так как при влажном ходе показатель политропы и работа сжатия на единицу объема не постоянны и уменьшаются против сухого пара.

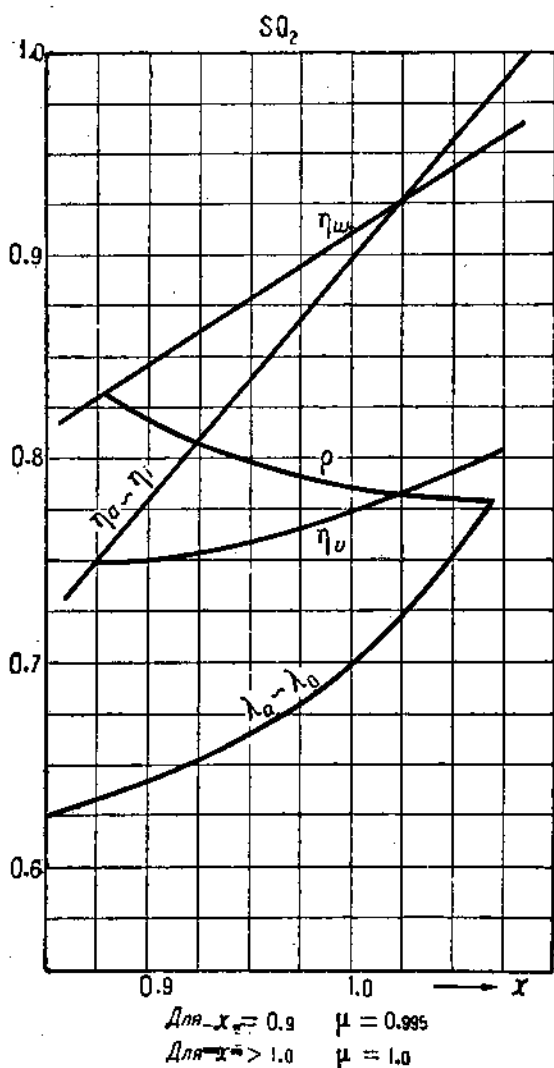
Отметим, что американские «стандартные» условия ($t_0 = -15^\circ$, $t = +30^\circ$, $t_u = +25^\circ$ Ц) предусматривают перегрев поступающих в компрессор пара на 5° Ц выше температуры испарения ($t_i = -10^\circ$ Ц), что означает $x = 1.017$ и $\mu_x = 0.99$, так что величины λ_a и η_a , определяемые американцами в результате их испытаний и указываемые в их литературе, получают в пересчете на германские нормы, где пользуются коэффициентами λ_0 и η_i , значения, на 1% меньшие.

В действительной машине влажный ход вызывает ухудшение процесса значительно больше, чем при сухом ходе, вследствие значительного усиления влияния подогрева. Результаты испытаний Фишера и Кенигера, которые при прочих равных условиях меняли состояние всасываемого пара, нанесены графически на фиг. 40 и 41.

Во избежание неясности чертежа на фиг. 40 нанесены лишь значения λ_0 и η_i , так как кривые λ_a и η_a могли бы пересекаться и сливаться с ними.



Фиг. 40. Влияние влажного хода и перегрева на коэффициенты, характеризующие работу NH_3 -компрессоров типа ГД по опытам Фишера.



Фиг. 41. Влияние влажного хода и перегрева на коэффициенты, характеризующие работу SO_2 -компрессоров типа ГД по опытам Кенигера.

Для нахождения этих последних значений можно воспользоваться кривой μ_w и нижеследующей таблицей.

ТАБЛИЦА 10.

$x = 1,0$	0,905	0,75	0,5
$\mu_x = \frac{\lambda_0}{\lambda_a} = 1,0$	0,99	0,96	0,835
$\frac{\eta_a}{\eta_i} = 1,0$	0,975	0,932	1,07

Пример.

Холодильный агент — NH_3 .

Холодопроизводительность

Температура и испарения

$Q_0 = 17 \text{ кал/час}$

$t_0 = -17,5^\circ \text{Ц}$

Температура конденсации $t = + 20^{\circ} \text{Ц}$
 Температура переохлаждения $t_u = + 10^{\circ} \text{Ц}$

а) Паросодержание перед компрессором $x_1 = 1,0$

Энтальпия перед регулирующим вентилем $i_u' = 54,4 \text{ кал/кг}$

Энтальпия перед компрессором $i_1 = i_u'' = 340 \text{ кал/кг}$

Энтальпия в конце сжатия $i_2 = i_u'' = 387,0 \text{ кал/кг}$

Теоретическая холодопроизводительность 1 кг $q_0 = q_u'' = i_u'' - i_u' = 285,6 \text{ кал/кг}$

Работа адиабатического сжатия 1 кг $AL = i_2 - i_u'' = 47,0 \text{ кал/кг}$

Теоретическая удельная холодопроизводительность . . $K'' = 632 \cdot \frac{q_0}{AL} = 3839 \text{ кал/л. с. ч}$

Теоретическое количество циркулирующего аммиака $G_a = \frac{Q_0}{q_0} = 59,5 \text{ кг/час}$

Удельный объем пара перед компрессором $v_1 = v_u'' = 0,563 \text{ м}^3/\text{кг}$

Теоретический часовой объем компрессора $V_h = G_a \cdot v_u'' = 33,5 \text{ м}^3/\text{час}$

Теоретическая объемная холодопроизводительность $q_v'' = \frac{q_0}{v_u''} = 507,0 \text{ кал/м}^3$

Теоретическая мощность $N_t = \frac{G_a \cdot AL}{632} = 4,42 \text{ л. с}$

При влажном ходе, обеспечивающем получение сухого насыщенного пара в конце адиабатического сжатия, имеем:

б) Паросодержание перед компрессором $x_1 = 0,905$

Энтальпия перед компрессором $i_1 = 310 \text{ кал/кг}$

Энтальпия в конце сжатия $i_2 = i_u'' = 349,4 \text{ кал/кг}$

Теоретическая холодопроизводительность 1 кг $q_0'' = i_1 - i_u'' = 255,6 \text{ кал/кг}$

Работа адиабатического сжатия 1 кг $AL = i_2 - i_1 = 39,4 \text{ кал/кг}$

Удельная холодопроизводительность $K'' = 632 \cdot \frac{q_0''}{AL} = 4100 \text{ кал/час}$

Удельный объем пара перед компрессором $v_1 = v_u'' = 0,51 \text{ м}^3/\text{кг}$

Теоретическая объемная холодопроизводительность . $q_v'' = \frac{q_0''}{v_u''} = \frac{255,6}{0,51} = 500 \text{ кал/м}^3$

Количество циркулирующего аммиака $G_a = \frac{V_h}{v_1} = 65,7 \text{ кг/час}$

Теоретическая мощность $N_t = \frac{G_a \cdot AL}{632} = 4,09 \text{ л. с.}$

В результате сравнения теоретического процесса влажного хода с сухим при постоянном V_h имеем:

Холодопроизводительность $\eta_x = \frac{q_v''}{q_v} = 99\%$

Индикаторная мощность компрессора (меньший показатель адиабаты сжатия для влажного пара) $92,3\%$

Удельная холодопроизводительность $106,6\%$

Количество циркулирующего аммиака (обратно пропорционально удельным объемам) $110,5\%$

При переходе же к действительному процессу (с потерями от вредного пространства, теплообмена и дросселирования) получаем:

Паросодержание перед компрессором: $x_1 = 1,0 \quad x = 0,905$

Коэффициент подачи (по холодопроизводительности) $\lambda_0 = 0,775 \quad 0,605$

Поправка на паросодержание $\mu_x = 1,0 \quad 0,99$

Коэффициент подачи (по весу аммиака) $\lambda_a = 0,775 \quad 0,61$

Действительное количество циркулирующего аммиака (в кг/час) $G_a = G_{a \text{ теор}} \lambda_a = 46,2 \quad 40$

Действительная холодопроизводительность (в кал/час) $Q_0 = G_a \cdot q_0 = 13180 \quad 10220$

Индикаторный к. п. д. (фиг. 40) $\eta_i = 0,79 \quad 0,598$

Переходный коэффициент к η_a (табл. 10) $1,0 \quad 0,975$

Адиабатический коэффициент

$$\eta_a = 0,79 \quad 0,583$$

Действительная работа сжатия 1 кг (кал/кг)

$$AL = \frac{AL_{теор}}{\eta_a} = 59,5 \quad 67,8$$

Индикаторная мощность и. л. с.

$$N_i = \frac{G_a \cdot AL}{632} = 4,34 \quad 4,29$$

Удельная холодопроизводительность кал/и. л. с. ч.

$$K = \frac{Q_0}{N_i} = 3040 \quad 2380$$

Таким образом влажный ход, дающий в конце сжатия сухой насыщенный пар ($x_1 = 0,905$, $x_2 = 1,0$), обеспечивает в действительном процессе всего лишь 78% холодопроизводительности той же машины при сухом ходе. Индикаторная мощность при этом уменьшается лишь незначительно и составляет 99% индикаторной мощности сухого хода; действительная удельная холодопроизводительность (кал/и. л. с. ч.) при влажном ходе составляет при этом всего 78,5% действительной удельной холодопроизводительности сухого хода.

С экономической точки зрения невыгодность влажного процесса усугубляется еще тем, что для достижения той же рабочей холодопроизводительности придется ставить машину больших размеров, т. е. более дорогую, причем неизбежно возрастает работа трения (гл. II, § 5).

Наоборот, некоторый перегрев во всасывающей линии безусловно выгоден не только потому, что он дает гарантию от поступления в цилиндр влажного пара при неизбежных колебаниях в режиме работы установки, но и, главным образом, потому, что незначительное ухудшение теоретического процесса, характеризуемое μ_a , с избытком покрывается ослаблением вредного влияния стенок и улучшением коэффициентов λ_a и η_a .

Пределы этого перегрева устанавливаются не столько достижением максимума η_a , сколько эксплуатационными соображениями, как то: опасность нарушения смазки при высокой температуре в конце сжатия, порчи мягкой набивки сальника или кожаных манжет, где последние поставлены, диссоциации аммиака и порчи машины. Вертикальные прямоточные машины позволяют идти в отношении перегрева значительно дальше.

Попутно коснемся влияния водяной рубашки, которое для машины типа ГД исследовано Фишером. При влажном ходе эта рубашка вредна, вызывая ухудшение всех коэффициентов. При сухом ходе водяная рубашка дает более низкую среднюю температуру стенок, вследствие чего (гл. II, § 2) при сжатии раньше начинается конденсация жидкости на стенках цилиндра, успевает скопиться большее количество ее во вредном пространстве, политропа расширения протекает более полого, объемный коэффициент η_v несколько уменьшается. Зато во время всасывания более низкая температура стенок дает меньший подогрев всасываемого пара, η_w увеличивается, и в конечном итоге мы получаем увеличение коэффициента подачи λ_0 . Вследствие большего охлаждения стенок линия сжатия проходит с меньшим показателем политропы, что понижает среднее индикаторное давление p_i и величину p . Возрастание λ_0 и η_w и уменьшение p приводит к возрастанию η_i , примерно, на 6% в среднем, причем выгода получается большая при больших перепадах давлений.

Экспериментально не исследовано еще влияние водяной рубашки в вертикальных прямоточных компрессорах, где охлаждающая рубашка — пристраивается лишь в верхней части цилиндра с высокой температурой сжатия, в то время как зона низких температур в цилиндре покрывается термоизоляцией.

Такое расположение водяной рубашки, несомненно, обеспечивает наибольший эффект и осуществимо лишь в прямоточной машине.

Как правило, водяная рубашка дает выгоду в том случае, когда вода в ней подогревается, и вызывает потери, если вода в ней охлаждается, что всегда имеет место при влажном ходе.

Вопрос о применении водяной рубашки или об отказе от нее решается не только соображениями о значении коэффициента η_m , но и практическими соображениями, как то: надежность смазки, облегчение воздушной пробы системы при первом пуске установки, работа сальника, стоимость цилиндра, качество охлаждающей воды (на судах, напр., машины с водяной рубашкой не применяются) и пр.

§ 5. Работа трения.

Работа трения $N_{тр}$ в определенной машине в лошадиных силах составляет:

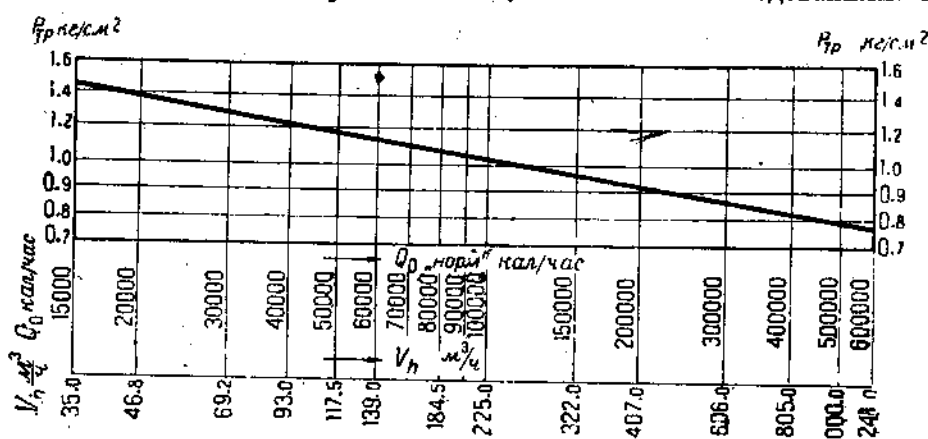
$$N_{тр} = N_e - N_i; N_i = N_e \cdot \eta_m; N_{тр} = N_e \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right). \quad (28)$$

Определим условное приведенное давление $p_{тр}$ на поршень в кг/см^2 , вызванное работой трения, путем деления последней на часовой объем цилиндра. Тогда

$$p_{тр} = \frac{27 \cdot N_{тр}}{V_h} = p_i \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \quad (29)$$

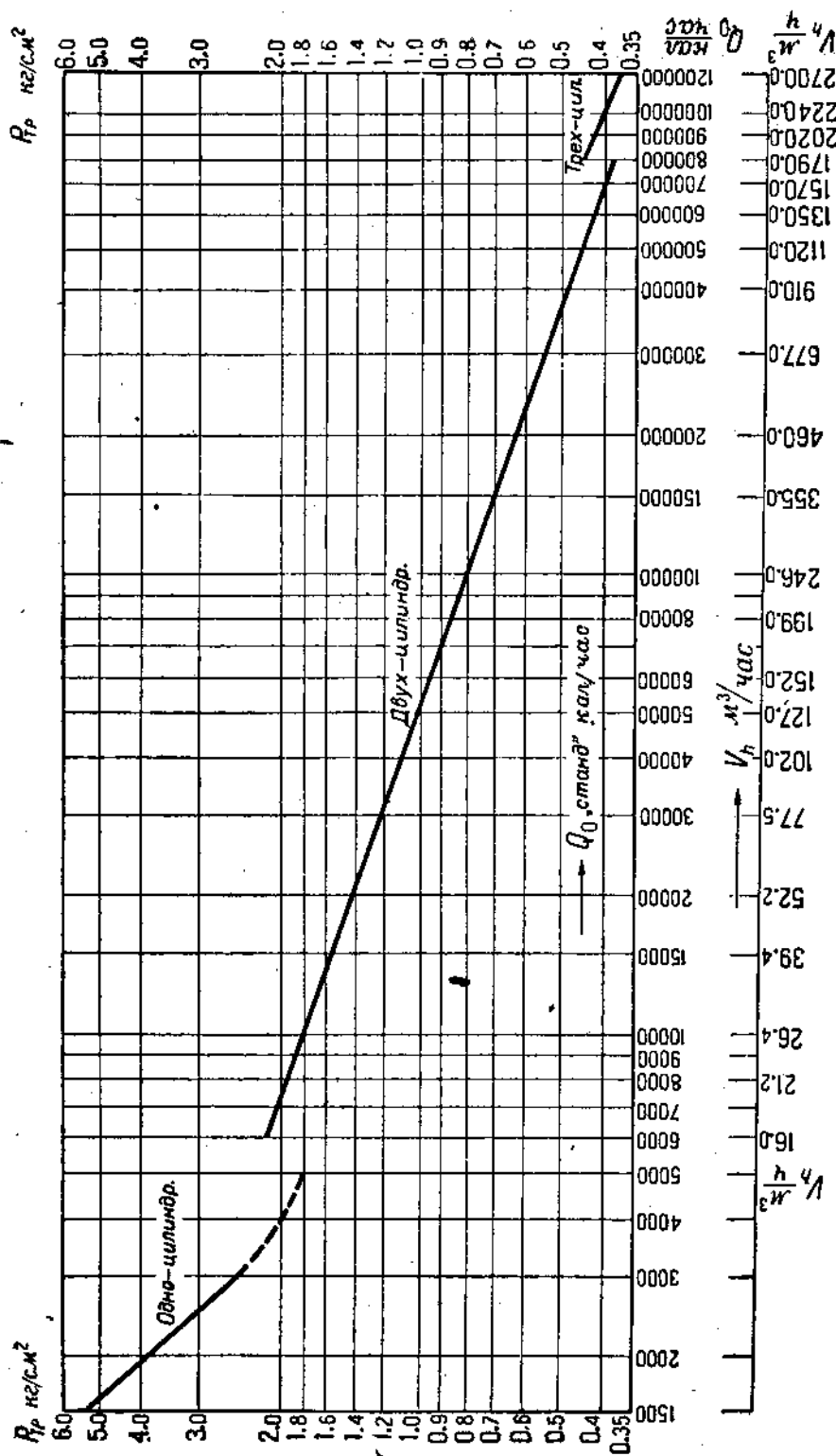
$$\eta_m = \frac{1}{1 + \frac{p_{тр}}{p_i}} \quad (30)$$

Принято считать, что работа трения данной машины есть величина постоянная для различных нагрузок, причем механический к. п. д. изменяется, что в известной мере соответствует опытным исследованиям. Ино-



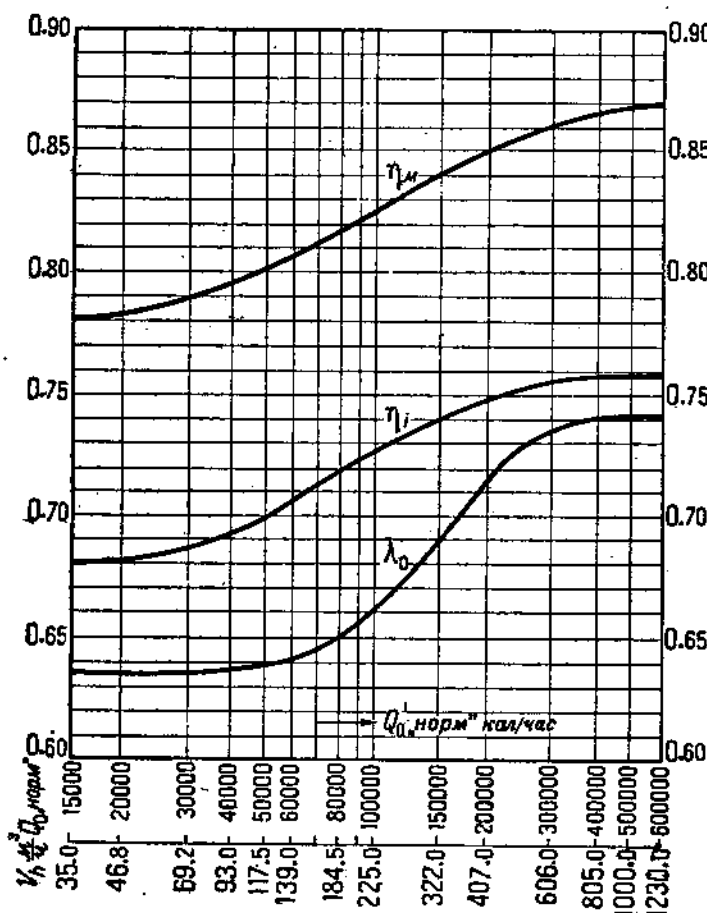
Фиг. 42. Удельное давление трения в NH_3 -компрессорах типа ГД.

гда $N_{тр}$ называют работой холостого хода: этому, как будто, противоречит положение элементарной физики о том, что сила трения есть произведение из коэффициента трения, являющегося для трения скольжения постоянной величиной, на нормальное к поверхности трения усилие, почему казалось бы $N_{тр}$ должно было составлять постоянный процент от N . Дело в том, однако, что указанное положение физики представляет собой лишь первое приближение; в любой, в том числе и в холодильной, машине часть трения может быть заменена трением качения (при наличии шариковых или роликовых подшипников) или трением жидкостным (благодаря смазке), которые подчиняются иным законам, чем трение скольже-



Фиг. 43. Удельное давление трения в NH_3 -компрессорах типа ВЛ.

ния. Затем трение, напр. в головке шатуна, зависит от всех усилий независимо от того, в какую сторону они направлены, между тем как среднее индикаторное давление или мощность на валу получаются путем вычитания усилий, направленных в разные стороны; иначе говоря, индикаторная мощность определяется алгебраической суммой произведений усилий на путь, а работа трения зависит от их арифметической суммы, так как она всегда направлена против направления движения. Вес движущихся частей



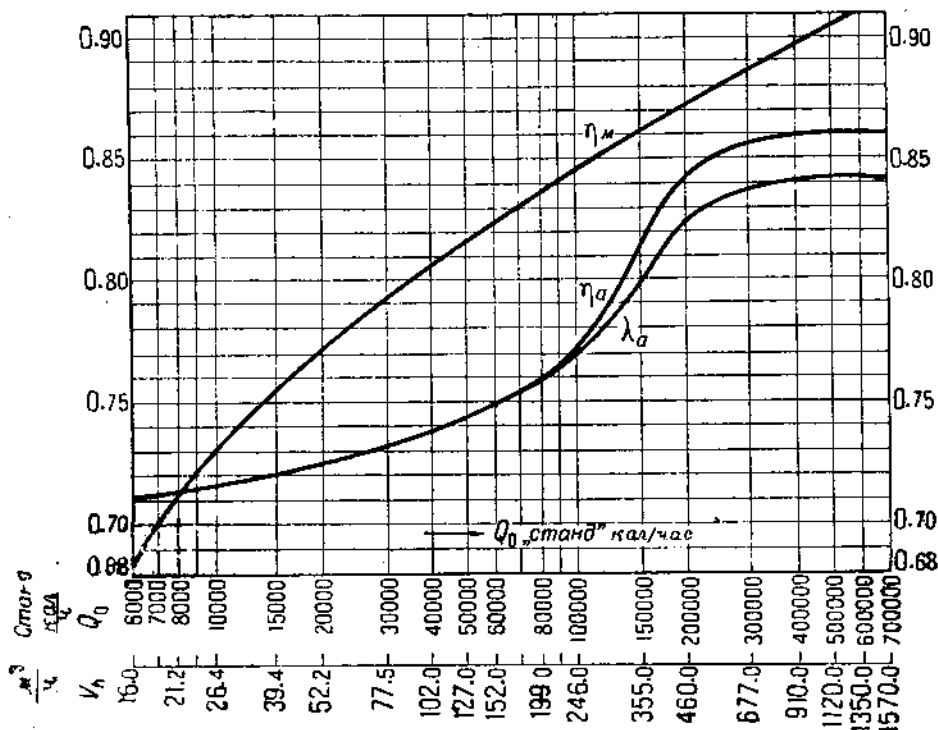
Фиг. 44. Значения коэффициентов λ_0 , η_i и η_m для NH_3 -компрессоров типа ГД при «нормальных» условиях в зависимости от размеров машины.

зависимость $p_{тр}$ от «номинальной» производительности машины для компрессоров типа ГД и ВП, составленную по данным ведущих европейских и американских фирм. При пользовании ими следует иметь в виду, что они сравнимы лишь с известной поправкой, как это видно из примера 2, ввиду того что «номинальные» холодопроизводительности показаны на фиг. 42 (машины типа ГД) при «нормальных» германских условиях, а на фиг. 43 (машины типа ВП) — при «стандартных» американских условиях; кроме того, вследствие меньших значений коэффициентов подачи у машин типа ГД ей придется для той же холодопроизводительности придавать большие размеры, чем соответствующей машине типа ВП, что увеличивает соответственно $N_{тр}$.

обуславливает некоторое постоянное усилие в машине, причем в машине горизонтальной он значительно больше влияет на увеличение трения, чем в машине вертикальной, не только вследствие большего трения поршня, но и вследствие большего веса маховика у горизонтальных машин. Натяжение сальника и распор поршневых колец являются также более или менее постоянной величиной. Наконец, силы инерции, способствующие в нагруженной машине выравниванию диаграммы тангенциальных усилий, вызывают переменные, но значительные усилия в пальце крейцкопфа, в кривошипе и в подшипниках, обуславливающие совместно с весовыми и другими постоянными усилиями работу холостого хода.

Совершенно ясно, что чем меньше модель машины, тем хуже все ее основные коэффициенты, тем относительно большее будет «давление трения» $p_{тр}$. Фиг. 42 и 43 дают

Обе фигуры (42 и 43) построены по фирменным данным в логарифмическом масштабе, причем прямолинейная зависимость получилась с ничтожным рассеянием точек. Надо, однако, заметить что при дальнейшем увеличении моделей кривые, судя по некоторым данным, дальше вниз не пойдут с тем же наклоном, а при переходе на еще более малые модели получают более крутое возрастание. На фиг. 43 характерным является то, что при переходе на многоцилиндровую модель $r_{тр}$ для того же размера цилиндра не меняется, так что кривые (прямые) идут на постоянном расстоянии от кривой (прямой) для меньшего числа цилиндров; так напр., прямая трехцилиндровой машины отстоит от прямой для двухцилиндровой машины на расстоянии, равном $\lg 3/2$. Это не значит, что



Фиг. 45. Значение коэффициентов λ_a , η_a и η_m для NH_3 -компрессоров типа ВП при „стандартных“ условиях в зависимости от размеров машины.

следует стремиться к малому числу цилиндров, однако удобство изготовления, уравновешенность сил инерции, возможность работы с различными давлениями всасывания обычно дают ряд практических и теоретических преимуществ, компенсирующих вышесказанное.

Фиг. 44 дает для машин типа ГД зависимость основных коэффициентов от „номинальной“ холодопроизводительности при „нормальных“ германских условиях, причем и значения всех коэффициентов даны для этих „нормальных“ условий.

Фиг. 45 дает для машин типа ВП зависимость основных коэффициентов от „номинальной“ холодопроизводительности при „стандартных“ американских условиях, причем и значения всех коэффициентов даны для этих „стандартных“ условий.

Пример. Определить мощность, потребляемую аммиачной холодильной машиной производительностью 100 000 кал/час, при температуре испарения $t_0 = -20^\circ C$, температуре конденсации $t = +30^\circ C$ и переохлаждении $t_u = +25^\circ C$ для машин типов ГД и ВП.

Для заданных условий, по таблицам объемной и удельной холодопроизводительности (см. приложение), находим:

Объемная холодопроизводительность $q_v'' = 428,8 \text{ кал/м}^3$
 Удельная холодопроизводительность $K'' = 2656 \text{ кал/м.л.с.ч.}$

Для германских „нормальных“ условий:

($t_0 = -10^\circ$, $t = +25^\circ$, $t_m = +15^\circ \text{ Ц}$) имеем $q_v'' = 673,8 \text{ кал/м}^3$

Для американских „стандартных“ условий

($t_0 = -15^\circ$, $t = +30^\circ$, $t_m = +25^\circ \text{ Ц}$) имеем $q_v'' = 528,9 \text{ " "}$

а с поправкой на паросодержание

(перегрев во всасывающей линии на 5° Ц) $q_v'' = 523,6 \text{ " "}$

Пользуясь фиг. 36, определяем соотношения основных коэффициентов для условий „нормальных“ и „стандартных“ к условиям поставленной задачи.

ТАБЛИЦА 11

	Условия задачи (тип ВП и ГД)		Условия «стандарт- ные» (тип ВП)	Условия «нормальные» (тип ГД)
Отношение давлений	6,13		4,95	3,45
Коэффициенты подачи λ_0 и λ_a	0,845	0,645	0,875	0,775
Отношение их	1	1	1,036	1,2
Объемн. холодопроизводительность $q_{v\text{теор}}$	428,8		523,6	673,8
Соотношение их	1		1,22	1,57
Действительная объемная холодопроиз- водительность q_v	362	277	458	523
Соотношение их	1	1	1,27	1,88

Таким образом номинальные холодопроизводительности будут:

а/ для типа ВП — $100\,000 \cdot 1,27 = 127\,000 \text{ станд. кал/час}$

б/ для типа ГД — $100\,000 \cdot 1,88 = 188\,000 \text{ норм. кал/час}$

Для типа ВП по фиг. 43 имеем для данной модели $p_{тр} = 0,78 \text{ кг/см}^2$, а по фиг. 45 $\lambda_0 = 0,78$ и $\lambda_a = 0,79$ для „стандартных“ условий.

Для типа ГД по фиг. 42 имеем для данной модели $p_{тр} = 0,92 \text{ кг/см}^2$, а по фиг. 44 $\lambda_0 = 0,71$ и $\lambda_1 = 0,745$ для „нормальных“ условий.

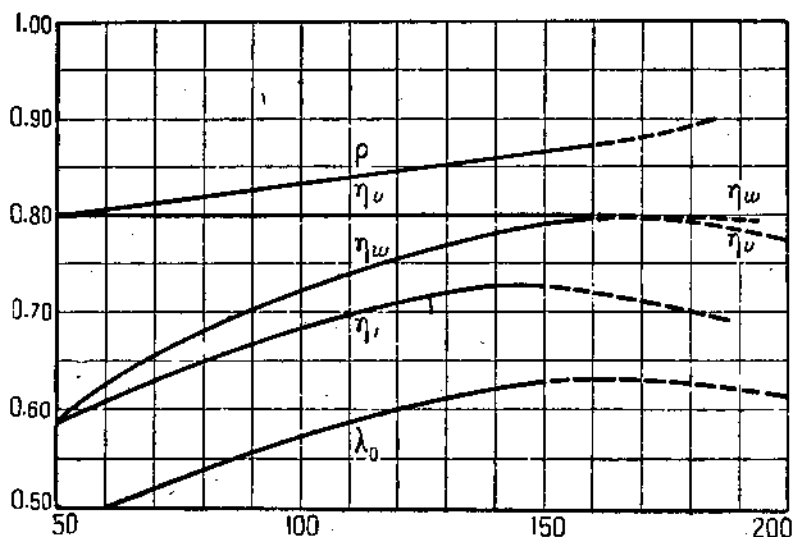
В пересчете на условия задачи получаем:

ТАБЛИЦА 12

	Т и п ВП	Т и п ГД
Индикаторный в.п.д. с учетом μ_x и ухудшен- ный по фиг. 36 η_i	$0,99 \cdot 0,79 \cdot \frac{0,845}{0,875} = 0,753$	$0,745 \cdot \frac{0,725}{0,86} = 0,626$
Действительная удельная холодопроизводи- тельность $K = K_{\text{теор}} \eta_i$ в кал/м.л.с.ч.	2000	1665
Индикаторная мощность $N_i = \frac{Q_0}{K} = \frac{100\,000}{K}$ в м.л.с.	$\frac{50,0}{127\,000} = 310$	$\frac{60,0}{188\,000} = 392$
Часовой объем $V_h = \frac{Q_{\text{компл}}}{q_v \text{ по фиг. 36}}$ в м ³ /час.	$\frac{523,6 \cdot 0,78}{0,78 \cdot 310} = 9,0$	$\frac{673,8 \cdot 0,71}{0,92 \cdot 392} = 13,3$
Работа трения $N_{тр} = \frac{p_{тр} \cdot V_h}{27}$ в л.с.	59,0	73,3
Эффективная мощность $N_e = N_i + N_{тр}$ в л.с.		
Удельная холодопроизводительность, отнесен- ная к эффективной мощности $\frac{Q_0}{N_e}$ в кал/з.л.с.ч.	$\frac{100\,000}{59} = 1\,695$	$\frac{100\,000}{73,3} = 1\,365$

Иначе говоря, тип ВП в условиях задачи дает на 24% лучшую удельную холодопроизводительность, чем тип ГД при тех же условиях.

Кроме того, если брать современные модели, то машина типа ГД будет при вышеуказанных размерах делать около 200 об/мин, а машина типа ВП — около 350. При наличии двух цилиндров у машины типа ВП электромотор может быть посажен на одном валу с компрессором,



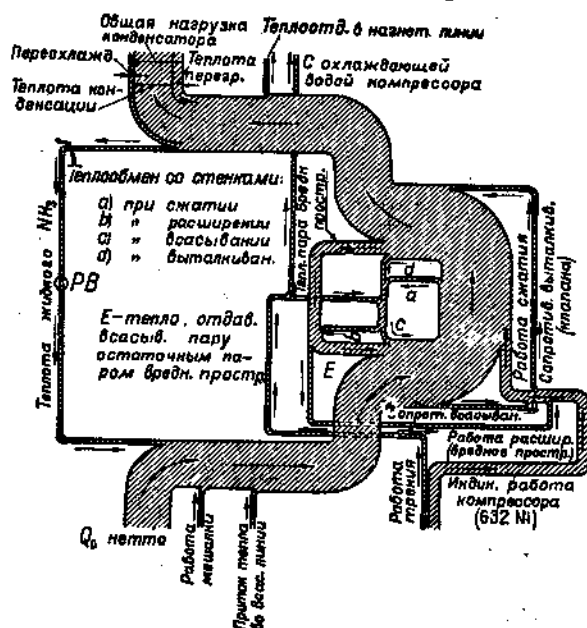
Фиг. 46. Влияние числа оборотов по Фишеру.

в то время как при машине типа ГД применяется ременная передача, что приведет к дальнейшему возрастанию расхода энергии по сравнению с машиной ВП.

Данные об относительном изменении коэффициентов действительного процесса при изменении размеров машины и ее числа оборотов (фиг. 46) дают возможность при проектировании холодильных установок подойти к вопросу о работе числа агрегатов и режима их эксплуатации для случая нагрузки, меньшей максимальной расчетной.

§ 6. Потери вне компрессора.

Фиг. 47 иллюстрирует в виде так называемой диаграммы Сенки (Sankey) процессы теплообмена в холодильной машине по данным Кенигера. Мы видим, что лишь часть холодопроизводительности переходит в рассол, а другая часть идет на работу рассольных насосов или мешалок, теплопередачу через изоляцию испарителя и всасывающих трубопроводов. Назовем полезную холодопроизводительность Q_0 нетто, а полную холодопроиз-



Фиг. 47.

водительность Q_0 *брутто*; коэффициент, характеризующий утечки холода, будет

$$\varphi = \frac{Q_0 \text{ нетто}}{Q_0 \text{ брутто}} \quad (31)$$

Коэффициент $\lambda_y = \lambda_0 \cdot \varphi$ может быть назван коэффициентом подачи холодильной установки, и часто гарантируется фирмами. Величина λ_y , конечно, не может служить для оценки и сравнения между собой различных машин, так как в нее входят потери, зависящие не от самой машины, а от планировки и монтажа машинного отделения (длина трубопроводов, качество изоляции трубопроводов и испарителя, соседство паровых машин или паропроводов и т. п.). Однако для суждения о качестве выполнения установки в отношении указанных потерь величина λ_y имеет самостоятельную ценность и может служить объектом гарантии со стороны организации, несущей ответственность за планировку, монтаж и изоляцию.

§ 7. Действительный и теоретический процессы холодильной машины.

В отличие от паросиловой или дизельной установки, в которой разность температур между теплым и холодным источниками достигает сотен и тысяч градусов, в обычной холодильной машине основные процессы происходят в пределах нескольких десятков градусов. Это вызывает необходимость не только при производстве испытаний, но и при теоретической проработке прибегать к углубленному дифференцированному анализу и подробно изучать те существенные на этом интервале мелкие факторы, которые в тепловом двигателе могли бы оказаться ничтожно малыми по сравнению с общими итогами, или во всяком случае могли бы оцениваться общими, охватывающими ряд явлений вместе, поправками. Выражаясь более образно, в теплосиловой установке мы имеем бурный поток тепловой энергии, обладающей крайне высокими температурными потенциалами (в топке котла или в момент вспышки в двигателе внутреннего сгорания) и переходящей в „холодное тело“ (окружающее среду) с частичным полезным превращением в энергию механическую; в холодильной же, особенно компрессионной, машине мы используем высокоценную электрическую или механическую энергию, с которой мы вынуждены обращаться самым бережным образом, чтобы с ее помощью перенести (перекачать) максимум калорий с холодного источника на теплый. Неудивительно, что нам пришлось дать для холодильного компрессора гораздо более подробный анализ, с большим числом переходных коэффициентов, чем это делается, скажем, для паровой машины. Чтоб укрепить, однако, понимание значения и взаимной зависимости описанных нами процессов и переходных коэффициентов, сделаем краткий методологический обзор пройденного. Мы последовательно изучали и сравнивали:

1. Обратный цикл Карно.
2. Невозможность осуществления цикла Карно в воздушной холодильной машине.
3. Процесс паровой компрессионной машины с расширительными цилиндрами и адиабатическим сжатием влажных паров.
4. Замену расширительного цилиндра регулирующим вентилем.
5. Введение переохлаждения.
6. Переход к сухому ходу компрессора.
7. Влияние вредного пространства как такового.
8. Влияние дроссельных потерь в клапанах, особенно всасывающих.
9. Влияние теплообмена со стенками цилиндра.

10. Трение.

11. Потери вне компрессора.

Пункты 1—6 во многих случаях именуются „теоретическим или идеальным процессом холодильной машины“, пункты 7—11— „действительным процессом“. Такое разделение, однако, крайне условно, и меньше всего возможно противопоставление „теоретического“ или „идеального“ процесса „действительному“; наоборот, между ними существует тесная связь.

В самом деле, уже при выборе обратного цикла Карно в качестве наиболее выгодного в смысле тепловой экономичности холодильного процесса, мы в скрытой форме исходили из особенностей действительной паровой компрессионной холодильной машины. Ведь цикл Карно является наиболее выгодным лишь при том молчаливо принятом условии, что получение тепла рабочим телом целиком происходит при постоянной температуре T_0 , являющейся необходимой температурой охлаждения, и что отдача тепла происходит целиком при постоянной температуре T , являющейся температурой (низшей) наличной окружающей среды. Так, при работе машины по фиг. 8 и 9 получение тепла происходит при постоянной температуре испарения, которая не может быть выше наименьшей необходимой температуры охлаждения—температуры рассола, выходящего из испарителя, в данном случае -5°C , а отдача тепла аналогично происходит при постоянной температуре конденсации, которая не может быть ниже температуры воды. Представим себе, однако, случай, что требуемым эффектом охлаждения является не поддержание низкой температуры на одном уровне (скажем, в холодильной камере путем отвода проникающего тепла или при замораживании льда), а именно постепенное понижение температуры подлежащей охлаждению жидкости. Последний случай особенно часто встречается в промышленных холодильных установках: например, охлаждение парафинистой нефти с $+25$ до -18°C для выкристаллизовывания из нее парафина. Если мы здесь вместо цикла Карно частично применим цикл Лоренца¹, а именно, если наш холодильный агент (рабочее тело) будет воспринимать тепло, повышая при этом свою температуру с -18 до $+25^\circ \text{C}$ (в предельном случае пренебрегаем перепадами температур в стенках теплопередающей аппаратуры), а также и свое давление, то работа сжатия соответственно уменьшится, и доведенный до температуры T_0' (фиг. 2 а, гл. I) цикл $c-b'-h-e$ потребует значительно меньшей затраты работы, чем обратный цикл Карно $c-b-h-e$, связанный температурой T_0 . К процессу Лоренца можно приблизиться в абсорбционно-резорбционной холодильной установке (ч. II), а также в виде ступенчатого цикла ряда параллельно работающих компрессоров. Но мало того, что обратный цикл Карно является наиболее выгодным лишь для определенного условия постоянства T и T_0 ,—он, хотя холодильный коэффициент его ϵ_0 и не зависит от природы рабочего тела, не со всяким рабочим телом осуществим, как мы это показали в гл. 1, § 2, причем это доказательство было связано с сугубо практическим соображением о невозможности осуществления изотермического сжатия (2-3 в фиг. 5) в компрессоре. Таким образом мы показали, что цикл Карно является предельным „идеальным“ случаем такого теоретического процесса паровой холодильной машины, в котором потеря в регулирующем вентиле бесконечно мала, а сжатие не дает перегрева (это и при „сухом ходе“ возможно при таком протекании верхней пограничной кривой, которое имеет, ска-

¹ Н. Lorenz, Diss., München, 1895, и „Beiträge zur Beurteilung der Kühlmaschinen; см. также германские правила испытания холодильных машин, 1-е издание, и М. Гирш „Холодильная машина“ (на немецком языке).

жем, этиловый эфир, см. ч. II), и следовательно он наиболее пригоден для сравнения машин, работающих с разными холодильными агентами, так как абстрагируется от индивидуальных недостатков холодильного агента.

Под словом „теоретический“ процесс мы здесь и далее понимаем процесс с адиабатическим сжатием паров в компрессоре без теплообмена, трения, дросселирования и вредного пространства; под „нормальным“ процессом мы понимаем теоретический процесс с переохлаждением жидкости, регулирующим вентилем и всасыванием сухих насыщенных паров холодильного агента. Следует, однако, помнить, что теоретический и нормальный процессы нами выбраны не в противоречии и не в разрыве с действительными условиями работы холодильной машины, а с полным их учетом. Так, отказ от влажного хода в теоретическом процессе вызван учетом неизбежности теплообмена со стенками в процессе действительном; более того, даже трение, которое мы всегда рассматриваем в последнюю очередь, так как оно менее связано органически с остальными процессами в поршневом компрессоре, также косвенно учтено при выборе нормального процесса (отказ от расширительного цилиндра).

Под нормальным процессом следует понимать отнюдь не обязательно наивыгоднейший процесс для данных внешних условий, а тот процесс, который наиболее характерен для холодильной машины в данных условиях, в котором в предельном случае превратились в бесконечно-малую величину и отпали все те сопутствующие данному процессу явления, которые для него не являются основными. Нет органического предела уменьшению вредного пространства, уменьшению теплообмена (при увеличении быстроты), улучшению смазки, улучшению конструкции клапанов компрессора, поэтому естественно, что мы за теоретический расчетный, „практический сравнительный“ процесс принимаем процесс с адиабатическим сжатием, а „идеальным“ компрессором считаем компрессор без внутренних неплотностей, без теплообмена, дросселирования и трения. Наоборот, при влажном ходе даже в наилучшем компрессоре неизбежны отделение частиц жидкости во время всасывания и значительный теплообмен, — настолько значительный, что тут „количество переходит в качество“, и мы это вынуждены учесть при выборе теоретического нормального процесса, взяв за основу „сухой ход“. Адиабатическое сжатие также взято в основу нормального процесса не потому, что оно наивыгоднейшее, а потому, что оно наиболее характерно. В самом деле, при сухом ходе (по аналогии с фиг. 5, § 2, гл. I) более выгодным был бы такой процесс сжатия, который бы сначала шел по адиабате до T , а затем по изотерме до пограничной кривой или, по крайней мере, по политропе влево от адиабаты. Последнее в известной мере имеет место (фиг. 19, § 5, гл. I), правда, не столько в холодильных машинах, сколько в воздушных компрессорах, где действительная работа сжатия зачастую имеет значение, большее изотермической, но меньшее адиабатической работы сжатия. Следовательно, адиабатическое сжатие положено в основу „нормального“ процесса холодильной машины не как наивыгоднейшее, а как наиболее характерное для быстротходных компрессоров, как являющееся предельным случаем их работы.

Итак, мы имеем в обратном изложению гл. I и II порядке:

1. Действительный процесс в холодильной установке с потерями в испарителе и между регулирующим вентилем и компрессором, теплообменом, трением, дросселированием и вредным пространством, со всасыванием слегка перегретых паров, с регулирующим вентилем.

2. Действительный процесс в холодильном компрессоре с трением, теплообменом, вредным пространством и дросселированием, со всасыванием слегка перегретых паров. Значение „внешних“ потерь холода, от которых

мы здесь абстрагируемся, учитывается коэффициентом φ (отношение холодопроизводительности п. 1 к п. 2).

3. Действительный процесс сжатия в холодильном компрессоре с теплообменом, вредным пространством, дросселированием и всасыванием слегка перегретых паров.

Здесь мы абстрагируемся от трения, учитывая его коэффициентом η_d (отношение расхода энергии п. 3 к п. 2).

4. Действительный процесс сжатия в холодильном компрессоре с вредным пространством, дросселированием и всасыванием слегка перегретых паров. Здесь мы абстрагируемся от теплообмена, учитывая его коэффициентом η_w (отношение подачи п. 3 к подаче п. 4).

5. „Идеальный“ компрессор без теплообмена и вредного пространства. Отношение подачи п. 4 к п. 5 измеряется коэффициентом η_p , отношение подачи по п. 3 к подаче по п. 5 — коэффициентом λ_p , отношение расхода энергии по п. 5 к расходу по п. 3 — коэффициентом η_a .

6. „Нормальный“ процесс со сжатием без теплообмена, трения, вредного пространства, с регулирующим вентилем, со всасыванием сухих насыщенных паров. Последнее учитывается по сравнению с „теоретическим“ процессом по п. 5 в отношении холодопроизводительности и расхода энергии коэффициентом μ_w , а по отношению к действительному процессу следующим образом:

Отношение холодопроизводительности по п. 1 к холодопроизводительности по п. 6 равно λ_p .

Отношение холодопроизводительности по п. 2 и 3 к холодопроизводительности по п. 6 равно λ_p .

Отношение расхода энергии по п. 6 к расходу по п. 3 при той же холодопроизводительности в обоих случаях равно η_p .

Отношение расхода энергии по п. 6 к расходу по п. 3 при тех же размерах часового объема машины равно ρ .

7. Машина, работающая по обратному циклу Карно, как предельный случай паровой компрессионной холодильной машины.

Насколько диалектически, т. е. с учетом всех существенных обстоятельств, необходимо пользоваться выбором расчетного теоретического процесса, видно из того, что при сравнении экономичности различных циклов могут получиться совершенно разные результаты в зависимости от того, учитывается ли при этом работа трения или лишь остальные потери (гл. III, § 5, цикл Ворхиса и раздельное сжатие).

Читателя, привыкшего к несколько иному методу изложения большинства курсов холодильных машин, где идеальный процесс Карно фигурирует как нечто абсолютное, где основным отличием теоретического процесса выступает то, что он выгоднее процесса действительного, может смутить наш метод последовательного абстрагирования. Наша характеристика идеального процесса лишь как предельного случая процесса действительного ему может показаться каким-то релятивизмом, отрицанием объективной истины. Но это, конечно, не так. „Признание теории снимком, приблизительной копией с объективной реальности. — в этом и состоит материализм“ (Ленин)¹. Объективной же реальностью является именно действительно существующий рабочий процесс, со всем его многообразием побочных явлений и потерь. Значит ли это, что мы обязаны каждый раз разбирать все потери, все побочные явления? Нет. Диалектика не в том заключается, чтобы „... смешивать в кучу отдельные явления, отдельные моменты развития разных стадий единого процесса“ (Ленин)². Поэтому

¹ „Материализм и эмпириокритицизм“, Собр. соч., стр. 217, т. XIII, изд. 3-е.

² „Шаг вперед, два шага назад“, Собр. соч., стр. 326, т. VI, изд. 3-е.

примененный метод последовательного абстрагирования от обычных явлений и потерь действительного процесса является с диалектически материалистической точки зрения вполне закономерным.

УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ К ГЛАВЕ II.

А. На русском языке:

1. Бадильес И., Влияние температурных перепадов на объемные потери в быстроходных прямооточных компрессорах, „Холодильное дело“, № 11—12, Москва 1930.
2. Ленин, Материализм и эмпириокритицизм. Собр. соч., изд. 3-е, т. XIII, Соцэкиз, 1931 г.
3. Плани, Р., Американская холодильная техника, перевод с немецкого, ГНТИ, 1931 г.
4. Энгельс Фр., Диалектика природы, Соцэкиз, 1931 г.

Б. На английском языке:

5. Macintire H. J., Handbook of Mechanical Refrigeration, New York 1928, John Wiley & Sons.
6. Macintire H. J., Principles of Mechanical Refrigeration, Second Edition. McGraw-Hill Book Co., Inc., New York 1928.
7. Reed John C. & Ambrosius Edgar E., Volumetric efficiency of a vertical single-acting ammonia compressor. Refrigerating Engineering, Vol. 21, No. 3, New York, March 1931.
8. Shipley Thomas. Results of Operating Ammonia Compressors under Single and Double Acting Conditions, Ice & Cold Storage, Vol. XXVIII, No. 335, 336, 338, London 1925; idem — Ice & Refrigeration. Vol. 68, No. 1, 2, 3. Chicago 1925. Перевод реферата F. Weisker („Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie“, Jahrg. 32, Heft 9, Berlin 1925) помещен под названием „Сравнение работы одноступенчатых и двухступенчатых компрессоров в журнале „Скоропортящиеся продукты и холодильное дело“, № 14, Москва 1928.
9. Voorhees Gardner T., The Compression Refrigerating Machine, Chicago 1927. Nickerson & Collins Co.

В. На немецком языке.

10. Fischer W., Der Einfluss des Kühlwassermantels an Kompressions-Kältemaschinen, Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, herausgegeben vom Verein Deutscher Ingenieure, Heft 244, Berlin, 1921.
11. Hirsch M., Die Kältemaschine, Verlag Julius Springer, Berlin 1924.
12. Königer W., Die Kompressionskältemaschine. Der „nasse“ und „trockene“ Gang, der Kompressions-Kältemaschine, Verlag von R. Oldenbourg, München & Berlin 1921.
13. Regeln für Leistungsversuche an Kältemaschinen und Kühlanlagen, nebst Erläuterungen, Tabellen und Diagrammen, Aufgestellt vom Deutschen Kälteverein und vom Verein Deutscher Ingenieure, Verlag: Gesellschaft für Kältewesen m. b. H., Berlin 1929.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ.

СЛОЖНЫЕ ПРОЦЕССЫ.

§ 1. Двухступенчатое сжатие.

Теоретический (в компрессоре без вредного пространства, дросселирования, теплообмена и трения) процесс двухступенчатого сжатия имеет по сравнению со сжатием одноступенчатым два преимущества.

- 1) Допускает промежуточное охлаждение сжимаемых паров.
- 2) Позволяет ввести двухступенчатое регулирование с отсасыванием образовавшегося при первом дросселировании пара ступенью высокого давления и с последующим вторичным дросселированием жидкости промежуточного давления.

Экономия в расходе энергии при этом получается по следующим причинам:

По п. 1. Охлаждение пара холодильного агента после сжатия его в ступени низкого давления (отнятие перегрева) сопровождается уменьшением объема и, следовательно, уменьшением работы сжатия во второй ступени.

По п. 2. Двухступенчатое регулирование с промежуточным отсасыванием пара означает, что отсасываемая часть холодильного агента подлежит сжатию в меньшем интервале давлений (т. е. с меньшей затратой работы), чем если бы дросселирование происходило сразу до низкого давления; иначе его можно истолковать как увеличение холодопроизводительности холодильного агента в ступени низкого давления за счет ступени высокого давления, что особенно рельефно выступает в цикле Виндгаузена (§ 4). С чисто термодинамической точки зрения это означает, что часть „холода“, реализуемого нами при низкой температуре T_{02} , мы предварительно „заготавливаем“ при более высокой температуре T_{01} , с меньшим согласно второму закону термодинамики расходом энергии; можно рассматривать его и как некий ступенчатый цикл, приближающийся к циклу Лоренца.

Кроме получаемых уже в теоретическом процессе выгод от промежуточного охлаждения и двухступенчатого регулирования, в действительной машине двухступенчатое сжатие дает ряд дополнительных выгод, вследствие значительного улучшения практических коэффициентов, характеризующих влияние вредного пространства, теплообмена, трения и дросселирования, в особенности в отношении первых двух факторов. В самом деле, уже в предыдущей главе мы видели, насколько значительно возрастают объемные и энергетические потери в машине при увеличении отношения рабочих давлений $\frac{P}{P_0}$ (или отношения температур $\frac{T}{T_0}$) в конденсаторе и испарителе. Введение двухступенчатого сжатия дает в действительном процессе следующие выгоды:

а) благодаря уменьшению перепадов давлений в каждой ступени уменьшается влияние обратного расширения во вредном пространстве и потому возрастает объемный коэффициент компрессора η_v ;

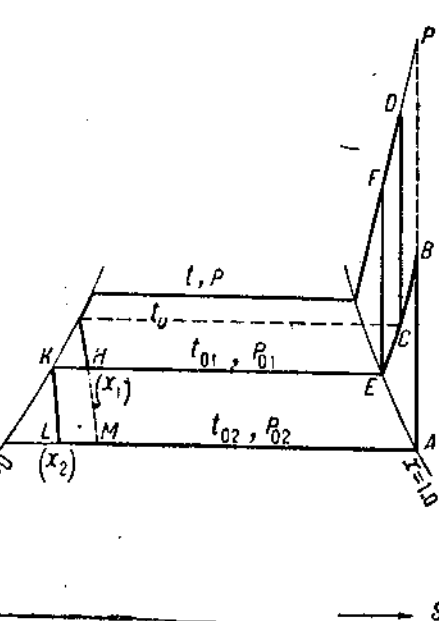
б) в связи с уменьшением перепадов давлений в каждой ступени и, следовательно, перепадов температур нагнетания и всасывания, значительно ослабляется вредный теплообмен пара со стенками цилиндра, т. е. возрастает значение коэффициента по.огрева η_w ;

в) в результате уменьшения перепада давлений значительно возрастает коэффициент подачи $\lambda_a = \eta_v \cdot \eta_w$;

г) с уменьшением перепада давлений и ослаблением вредного теплообмена пара со стенками цилиндра возрастает адиабатический к. п. д. η_a ¹.

§ 2. Нормальный теоретический процесс двухступенчатого сжатия и регулирования².

Двухступенчатое сжатие (фиг. 48 и 49) допускает в общем случае возможность осуществления процесса с двумя температурами испарения. При заданном давлении в конденсаторе, определяемом температурой охлаждающей воды, и заданной нижней температурой испарения существует определенное промежуточное давление, для которого удельная холодопроизводительность является наивыгоднейшей. От наивыгоднейшего промежуточного давления в практике часто приходится отходить, поскольку промежуточная температура испарения определяется в большинстве случаев задачами установки или ближайшими имеющимися в распоряжении моделями цилиндров высокого и низкого давлений. В качестве „нормального“ процесса двухступенчатого сжатия и регулирования можно принять или процесс, в котором промежуточное охлаждение сжатого цилиндrom низкого давления пара доведено только до температуры охлаждающей воды (точка *C*) при ее входе в переохладитель, или процесс, в котором в целях разгрузки цилиндра высокого давления охлаждение сжатого цилиндrom низкого давления пара доведено до состояния насыщения (точка *E*) путем испарения части холодильного агента при промежуточном давлении P_{01} , за счет полезной холодопроизводительности машины. Последний процесс является не только более выгодным (доказательство приведено ниже), но и более характерным для двухступенчатого сжатия, как реализующий все свойства последнего преимуществу, он и принимается в дальнейшем за „нормальный“ процесс двухступенчатого сжатия.



Фиг. 48.

Примем в дальнейшем следующие обозначения (фиг. 48 и 49):
 p, t — давление и температура конденсации;
 P_{01}, t_{01} — давление и температура испарения в промежуточной ступени;

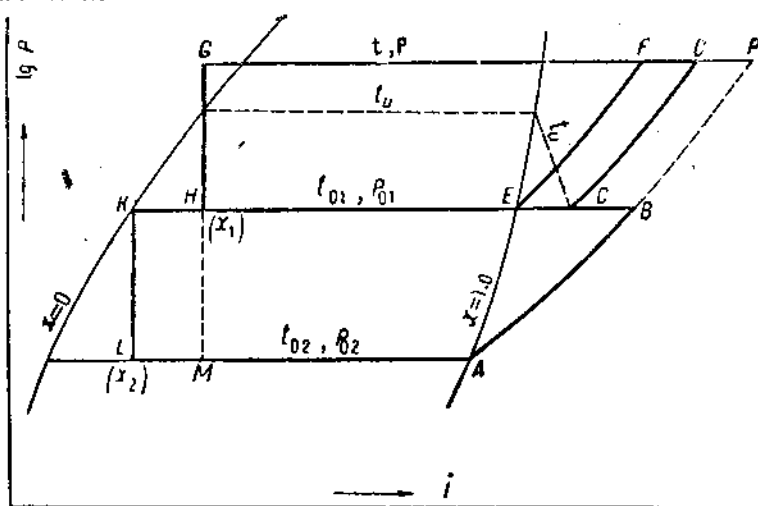
¹ До известных пределов; при слишком малом отношении давлений ($p/p_0 < 2-3$) вследствие влияния сопротивлений клапанов, которые необходимо преодолевать дважды, η_a может начать убывать (фиг. 37, гл. II).

² R. Plank, Z. f. d. g. K. J. 1923, H. 2.

73

p_{02}, t_{02} — давление и температура испарения в ступени низкого давления;
 Q_{01} — холодопроизводительность машины при температуре испарения t_{01} в кал/час;
 Q_{02} — холодопроизводительность машины при температуре испарения t_{02} в кал/час;
 $A_{\text{в.г.}}$ — затрата работы в ц. в. д. в кал/час;
 $A_{\text{н.д.}}$ — затрата работы в ц. н. д. в кал/час.

Энтальпии состояний по нижней пограничной кривой отмечаются верхним индексом ('), по верхней пограничной кривой — верхним индексом ("). Индексы ($_{01}$) и ($_{02}$) относятся соответственно к давлениям, температурам и скрытой теплоте парообразования промежуточной ступени и ступени низкого давления.



Фиг. 49.

Паросодержание после первого регулирующего вентиля (точка H) при давлении p_{01} составляет

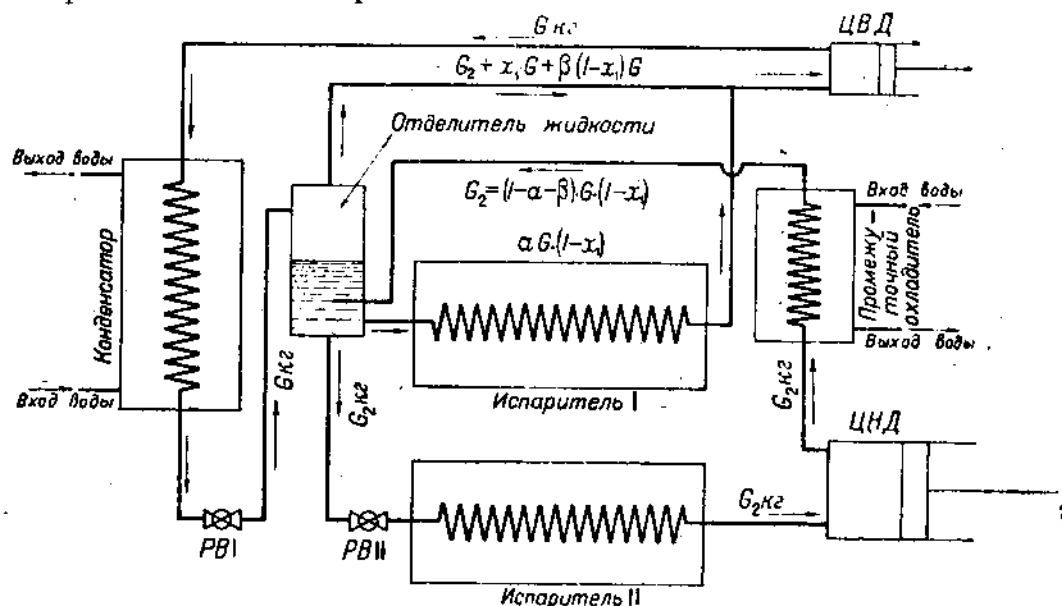
$$x_1 = \frac{i'_u - i'_{01}}{r_{01}}.$$

Паросодержание после второго регулирующего вентиля (точка L)

$$x_2 = \frac{i'_{01} - i'_{02}}{r_{02}}.$$

Сухой насыщенный пар (точка A), образовавшийся при производстве холода Q_{02} при низшей температуре t_{02} , засасывается цилиндром низкого давления и сжимается адиабатически до промежуточного давления p_{01} (точка B). С помощью охлаждающей воды перегретый пар можно охладить по изобаре $B-C$ до точки C , лежащей на одной изотерме с точкой G ; дальнейшее охлаждение промежуточного пара по изобаре до состояния сухого насыщенного пара (точка E) возможно осуществить путем частичного испарения жидкого холодильного агента при промежуточном давлении p_{01} . С точки E начинается совместное адиабатическое сжатие сухих насыщенных паров, образовавшихся в испарителе промежуточного давления при температуре t_{01} , охлажденных до состояния насыщения паров, идущих из ц. н. д., и пара, отделившегося и образовавшегося в отделителе жидкости при давлении p_{01} до давления в конденсаторе p (точка F). Необходимо при

этом отметить, что холодопроизводительность и затрата работы при двухступенчатом сжатии далеко не так просто могут быть изображены в тепловой диаграмме, как при одноступенчатом сжатии, так как тепловая диаграмма построена для постоянного количества холодильного агента (для 1 кг), а количество циркулирующего холодильного агента различно для обеих ступеней. Полное количество холодильного агента проходит только через ц. в. д., конденсатор, переоохладитель и первый регулирующий вентиль. После первого регулирующего вентиля холодильный агент разделяется на два потока, из которых один направляется частью непосредственно, частью через промежуточный испаритель к ц. в. д., а другой — через второй регулирующий вентиль в испаритель низкого давления, ц. н. д. и промежуточный охладитель. Оба потока соединяются затем у всасывающего штуцера ц. в. д. Тепловая диаграмма этого различия в весах холодильного агента в обеих ступенях испарения, сжатия и дросселирования в себе не отражает.



Фиг. 50. Схема двухступенчатого сжатия с полным промежуточным охлаждением.

Схема осуществления нормального процесса двухступенчатого сжатия с полным промежуточным охлаждением, сначала охлаждающей водой и затем испарением части холодильного агента промежуточного давления, представлена на фиг. 50.

Из конденсатора притекает к первому регулируемому вентилю G (кг) холодильного агента в час; образовавшийся частично в регулирующем вентиле пар в количестве $G \cdot x_1$ (кг) отделяется в отделителе жидкости, и в сухом насыщенном состоянии отсасывается ц. в. д. Из оставшихся $G(1-x_1)$ кг жидкости часть $\alpha \cdot G(1-x_1)$ испаряется в испарителе I при температуре t_{01} , развивая при этом холодопроизводительность

$$Q_{01} = \alpha \cdot G(1-x_1) \cdot r_{01} = \alpha \cdot G(t''_{01} - t'_u). \quad (1)$$

Кроме того, при температуре t_{01} испаряется еще часть жидкости $\beta \cdot G(1-x_1)$ в процессе промежуточного охлаждения пара, поступающего из ц. н. д. в количестве $G(1-\alpha-\beta)(1-x_1)$ кг, с температуры охлаждающей воды (точка C) до состояния сухого насыщенного пара (точка E) при по-

стоянном давлении p_{01} . Происходящий при этом теплообмен определяется уравнением:

$$\beta \cdot G(1-x_1) \cdot r_{01} = (1-a-\beta) \cdot G(1-x_1)(i_c - i''_{01}). \quad (2)$$

Остающаяся часть жидкости $(1-a-\beta) \cdot G(1-x_1)$ после дроссельного процесса во втором регулирующем вентиле с давления p_{01} до давления p_{02} испаряется в испарителе II при температуре t_{02} , развивая при этом холодопроизводительность

$$Q_{02} = (1-a-\beta) \cdot G(1-x_1)(1-x_2) \cdot r_{02}. \quad (3)$$

Из уравнения (2) определяем долю β испарившейся при промежуточном охлаждении жидкости:

$$\frac{1-a-\beta}{\beta} = \frac{r_{01}}{i_c - i''_{01}}$$

и

$$\beta = \frac{1-a}{1 + \frac{r_{01}}{i_c - i''_{01}}} = (1-a) \cdot \frac{i_c - i''_{01}}{i_c - i'_{01}} \quad (4)$$

и

$$(1-a-\beta) = (1-a) \cdot \frac{r_{01}}{i_c - i'_{01}}. \quad (5)$$

Доля β , естественно, зависит от a и, следовательно, от отношения холодопроизводительностей:

$$\frac{Q_{01}}{Q_{02}} = \frac{a}{1-a-\beta} \cdot \frac{1}{1-x_2} \cdot \frac{r_{01}}{r_{02}} = \frac{a}{1-a} \cdot \frac{1}{1-x_2} \cdot \frac{i_c - i'_{01}}{r_{02}} = \frac{a}{1-a} \cdot \frac{i_c - i'_{01}}{i''_{02} - i'_{01}}, \quad (6)$$

откуда

$$\frac{a}{1-a} = (1-x_2) \cdot \frac{Q_{01}}{Q_{02}} \cdot \frac{r_{02}}{i_c - i'_{01}}$$

и

$$a = \frac{1}{1 + \frac{1}{1-x_2} \cdot \frac{Q_{02}}{Q_{01}} \cdot \frac{i_c - i'_{01}}{r_{02}}} = \frac{i''_{02} - i'_{01}}{(i''_{02} - i'_{01}) + \frac{Q_{02}}{Q_{01}} (i_c - i'_{01})}. \quad (7)$$

Подставляя значение a в уравнение (4), имеем

$$\beta = \left[1 - \frac{i''_{02} - i'_{01}}{(i''_{02} - i'_{01}) + \frac{Q_{02}}{Q_{01}} (i_c - i'_{01})} \right] \cdot \frac{i_c - i''_{01}}{i_c - i'_{01}} = \frac{Q_{01}}{Q_{02}} \cdot \frac{i_c - i''_{01}}{(i''_{02} - i'_{01}) + (i_c - i'_{01})}. \quad (8)$$

Общее часовое количество циркулирующего холодильного агента определяется из уравнений (1) и (7)

$$G = \frac{Q_{01}}{a(i''_{01} - i'_u)} = \frac{Q_{01}}{(i''_{01} - i'_u)} + \frac{Q_{02}(i_c - i'_{01})}{(i''_{02} - i'_{01})(i''_{01} - i'_u)}, \quad (9)$$

из которого часть

$$G_1 = a \cdot G(1-x_1) + \beta \cdot G(1-x_1) + x_1 G = G[x_1 + (1-x_1)(a + \beta)] \quad (10)$$

сжимается только в ступени высокого давления с давления p_{01} до p , а часть

$$G_2 = (1 - \alpha - \beta) \cdot G(1 - x_1) \quad (11)$$

в обеих ступенях с давления p_{02} до p .

Таким образом в ц. н. д. сжимается G_2 (кг) холодильного агента, а в ц. в. д.

$$G_1 + G_2 = G(\text{кг}).$$

Общая затрата работы в ц. в. д. составляет при этом

$$A\mathcal{Q}_I = G(i_F - i''_{01}), \quad (12)$$

а в ц. н. д.

$$A\mathcal{Q}_{II} = G_2(i_B - i''_{02}). \quad (13)$$

Теоретический холодильный коэффициент для процесса двухступенчатого сжатия

$$\epsilon_{1-2 \text{ теор}} = \frac{Q_{01} + Q_{02}}{A\mathcal{Q}_I + A\mathcal{Q}_{II}}, \quad (14)$$

а после подстановки значений

$$Q_{01}, Q_{02}, A\mathcal{Q}_I \text{ и } A\mathcal{Q}_{II}$$

по уравнениям (1), (3), (12) и (13)

$$\epsilon_{1-2 \text{ теор}} = \frac{\alpha(1 - x_1) \cdot r_{01} + (1 - \alpha - \beta)(1 - x_1)(1 - x_2) \cdot r_{02}}{(i_F - i''_{01}) + (1 - \alpha - \beta)(1 - x_1)(i_B - i''_{02})}. \quad (15)$$

После подстановки значений α по уравнению (7) и $1 - \alpha - \beta$ по уравнению (5) имеем уравнение

$$\epsilon_{1-2 \text{ теор}} = \frac{\left(\frac{Q_{01}}{Q_{02}} + 1\right)(i''_{02} - i'_{01})(i'_{01} - i'_u)}{(i_F - i''_{01}) \left[\frac{Q_{01}}{Q_{02}}(i''_{02} - i'_{01}) + (i_c - i'_{01}) \right] + (i'_{01} - i'_u)(i_B - i''_{02})}, \quad (16)$$

для которого все необходимые значения энтальпий могут быть взяты из тепловой диаграммы.

Для частного случая двухступенчатого сжатия, когда нагрузка Q_{01} при промежуточной температуре испарения t_{01} равна 0, имеем

$$Q_{01} = 0, Q_{02} = Q_0, \alpha = 0, \beta = \frac{i_c - i'_{01}}{i_o - i'_{01}}$$

и

$$G = \frac{Q_{01}(i_c - i'_{01})}{(i''_{02} - i'_{01})(i'_{01} - i'_u)} \quad (17)$$

$$G_1 = G[x_1 + \beta(1 - x_1)], \quad (18)$$

$$G_2 = (1 - \beta)G(1 - x_1), \quad (19)$$

$$\epsilon_{1-2 \text{ теор}} = \frac{(i''_{02} - i'_{01})(i'_{01} - i'_u)}{(i_o - i'_{01})(i_F - i''_{01}) + (i'_{01} - i'_u)(i_B - i''_{02})}. \quad (20)$$

Пример 1. Аммиачная машина двухступенчатого сжатия работает при $t_{02} = -35^\circ$, $t_{01} = -5^\circ$, $t = +30^\circ$, $t_u = +20^\circ\text{Ц}$ с полным промежуточным охлаждением пара до состояния сухого насыщения за счет частичного испарения жидкости промежуточного давления.

По данным диаграммы $i/lg p$ для паров аммиака бюро стандартов САСШ имеем:

$$\begin{array}{llll} i'_{01} = 37,7 & i'_{02} = 5,3 & i'_u = 65,6 & i_c = 358,4 \\ i''_{01} = 343,3 & i''_{02} = 333,2 & i_B - i''_{02} = 42,0 & \alpha_1 = 0,091 \\ r'_{01} = 305,6 & r'_{02} = 327,9 & i_F - i''_{02} = 39,8 & \alpha_2 = 0,099 \\ & & i_D - i_G = 44,5 & \end{array}$$

1) Холодопроизводительность

$$Q_0 = Q_{01} + Q_{02} = 30\,000 + 70\,000 = 100\,000 \text{ кал/час.}$$

По уравнению (7)

$$\alpha = \frac{333,2 - 37,7}{(333,2 - 37,7) + 2,33(358,4 - 37,7)} = 0,283.$$

По уравнению (8)

$$\beta = \frac{358,4 - 343,3}{0,429(333,2 - 37,7) + (358,4 - 37,7)} = 0,034.$$

По уравнению (9)

$$G = \frac{30\,000}{0,283(43,3 - 65,6)} = 382,0 \text{ кг/час.}$$

По уравнению (11)

$$G_2 = (1 - 0,283 - 0,034) \cdot 382(1 - 0,091) = 237,0 \text{ кг/час.}$$

По уравнению (12)

$$N_1 = \frac{382 \cdot 39,8}{632} = 24,05 \text{ л. с.}$$

По уравнению (13)

$$N_2 = \frac{237 \cdot 42,0}{632} = 15,75 \text{ л. с.}$$

По уравнению (14) или (16)

$$\varepsilon_{1-2 \text{ теор}} = \frac{100\,000}{632 \cdot 39,8} = 3,96$$

$$K_{1-2 \text{ теор}} = 2\,500 \text{ кал/л. с. ч.}$$

2) $Q_{01} = 0$, холодопроизводительность $Q_{02} = Q_0 = 100\,000 \text{ кал/час}$, $\alpha = 0$,

$$\beta = \frac{358,4 - 343,3}{358,4 - 37,7} = \frac{15,1}{320,7} = 0,047.$$

По уравнению (17)

$$G = \frac{100\,000(358,4 - 37,7)}{(333,2 - 37,7)(343,3 - 65,6)} = 391,0 \text{ кг/час.}$$

По уравнению (19)

$$G_2 = (1 - 0,047) \cdot 391 \cdot (1 - 0,091) = 338,6 \text{ кг/час.}$$

По уравнению (12)

$$N_1 = \frac{391 \cdot 39,8}{632} = 24,6 \text{ л. с.}$$

По уравнению (13)

$$N_2 = \frac{338,6 \cdot 42,0}{632} = 22,5 \text{ л. с.}$$

По уравнению (14) или (16)

$$\varepsilon_{1-2 \text{ теор}} = \frac{100\,000}{632 \cdot 47,1} = 3,36$$

$$K_{1-2 \text{ теор}} = 2\,123 \text{ кал/л. с. ч.}$$

В условиях одноступенчатого процесса мы имели бы

$$\varepsilon_{1-2 \text{ теор}} = \frac{q_0}{AL} = \frac{i_A - i'_u}{i_P - i_A} = \frac{333,2 - 65,6}{426,5 - 333,2} = 2,87$$

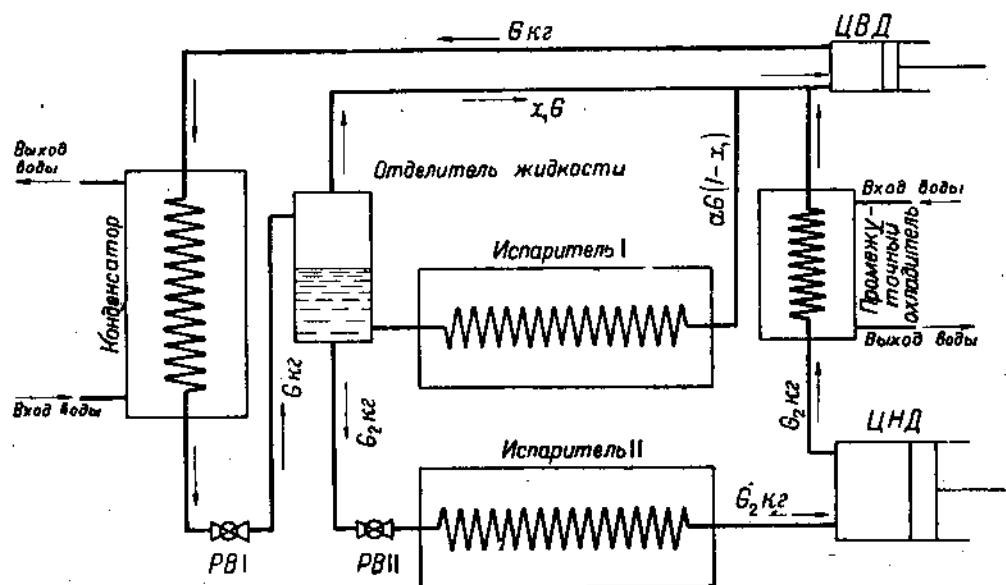
и выигрыш в теоретическом холодильном коэффициенте в этих условиях

$$\frac{\varepsilon_{1-2}}{\varepsilon_1} = \frac{3,36}{2,87} = 1,17,$$

т. е. 17%.

С теоретической точки зрения представляется интересным произвести сопоставления рассмотренного нормального процесса двухступенчатого сжатия с полным промежуточным охлаждением с другим теоретическим процессом двухступенчатого сжатия, в котором промежуточное охлаждение пара между ступенями низкого и высокого давлений осуществляется лишь до температуры охлаждающей воды (точка C), согласно схеме фиг. 51.

Из конденсатора притекает к первому регулирующему вентилю G (кг) холодильного агента в час. При проходе через регулирующий вентиль I образуется $G \cdot x_1$ (кг) пара, которые отделяются в отделителе жидкости и в сухом насыщенном состоянии непосредственно отсасываются Ц. В. Д. A



Фиг. 51. Схема двухступенчатого сжатия с не полным промежуточным охлаждением.

Из оставшихся $G(1-x_1)$ кг чистой жидкости часть $a \cdot G(1-x_1)$ кг испаряется в испарителе I при температуре t_{01} , развивая полезную холодопроизводительность, определяемую по формуле (1):

$$Q_{01} = a \cdot G(1-x_1) r_{01} = a \cdot G(i_{01}^* - i_u).$$

Остаток жидкости $(1-a) \cdot G(1-x_1)$ дросселируется в регулирующем вентиле II с давления p_{01} до давления p_{02} , развивая в испарителе II при температуре испарения t_{02} полезную холодопроизводительность

$$Q_{02} = (1-a) \cdot G(1-x_1)(1-x_2) \cdot r_{02} = (1-a) \cdot G(i_{02}^* - i_{01}') \cdot \frac{(i_{01}^* - i_u)}{r_{01}}. \quad (21)$$

Из соотношения нагрузок Q_{01} и Q_{02} можно определить значение a :

$$\frac{Q_{01}}{Q_{02}} = \frac{a}{1-a} \cdot \frac{1}{1-x_2} \cdot \frac{r_{01}}{r_{02}},$$

$$\frac{1-a}{a} = \frac{Q_{02}}{Q_{01}} \cdot \frac{1}{1-x_2} \cdot \frac{r_{01}}{r_{02}}$$

и

$$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{Q_{02}}{Q_{01}} \cdot \frac{1}{1-x_2} \cdot \frac{r_{01}}{r_{02}}} = \frac{t_{02}'' - t_{01}'}{(t_{02}'' - t_{01}') + \frac{Q_{02}}{Q_{01}} \cdot r_{01}} \quad (22)$$

Общее количество циркулирующего холодильного агента определяется из уравнений (1) и (22)

$$G = \frac{Q_{01}}{\alpha(1-x_1) \cdot r_{01}} = \frac{Q_{01}}{\alpha(t_{01}'' - t_u'')} = \frac{Q_{01}}{(t_{01}'' - t_u'')} + \frac{Q_{02}}{(t_{02}' - t_{01}') \cdot (t_{01}'' - t_u'')}, \quad (23)$$

из которого часть

$$G_1 = G[x_1 + \alpha(1-x_1)] \quad (24)$$

сжимается только в ступени высокого давления с давления p_{01} до p , а остальное количество

$$G_2 = (1-\alpha) \cdot G(1-x_1) \quad (25)$$

в обеих ступенях с давления p_{02} до p .

Общая затрата работы в Ц.В.Д. составляет при этом

$$A\mathcal{R}_I = G_1(i_F - t_{01}'') + G_2(i_D - i_C), \quad (26)$$

а в Ц.Н.Д.

$$A\mathcal{R}_{II} = G_2 \cdot (i_B - t_{02}''). \quad (27)$$

Теоретический холодильный коэффициент для процесса двухступенчатого сжатия с неполным охлаждением пара между ступенями высокого и низкого давлений

$$\epsilon'_{1-2теор} = \frac{Q_{01} + Q_{02}}{A\mathcal{R}_I + A\mathcal{R}_{II}},$$

и после подстановки значений Q_{01} , Q_{02} , $A\mathcal{R}_I$ и $A\mathcal{R}_{II}$ по уравнениям (1), (21), (26) и (27)

$$\epsilon'_{1-2теор} = \frac{\alpha(1-x_1) \cdot r_{01} + (1-\alpha)(1-x_1)(1-x_2) \cdot r_{02}}{[x_1 + \alpha(1-x_1)](i_F - t_{01}'') + (1-\alpha)(1-x_1)[i_D - i_C] + (i_B - t_{02}'')}] \quad (28)$$

С подстановкой α по уравнению (22) получаем после соответствующих преобразований уравнение

$$\epsilon'_{1-2теор} = \frac{\left(\frac{Q_{01}}{Q_{02}} + 1\right)(t_{02}'' - t_0')(t_{01}'' - t_u'')}{\left[\frac{Q_{01}}{Q_{02}}(t_{02}'' - t_{01}') + (t_u'' - t_{01}')\right](i_F - t_{01}'') + (t_{01}'' - t_u'')[(i_B - t_{02}'') + (i_D - i_C)]}, \quad (29)$$

для которого все необходимые значения энтальпий берутся из тепловой диаграммы.

Для частного случая, когда нагрузка Q_{01} при промежуточной температуре испарения t_{01} равна 0, имеем

$$Q_{01} = 0, \quad Q_{02} = Q_0, \quad \alpha = 0$$

и

$$G = \frac{Q_0}{(t_{02}'' - t_{01}') \cdot (t_{01}'' - t_u'')}, \quad (30)$$

$$G_1 = G \cdot x_1, \quad (31)$$

$$G_2 = G(1 - x_1), \quad (32)$$

$$\varepsilon'_{1-2\text{теор}} = \frac{(i''_{02} - i'_{01})(i''_{01} - i'_u)}{(i'_u - i'_{01})(i_F - i''_{01}) + (i''_{01} - i'_u)(i_D - i''_{02}) + (i_D - i_C)} \quad (33)$$

Очевидно, что разница в холодильных коэффициентах для теоретических процессов двухступенчатого сжатия с полным и неполным промежуточными охлаждениями будет наибольшей в тех условиях нагрузки, когда наибольшее количество пара подвергается промежуточному охлаждению, т. е. когда вся холодопроизводительность Q_0 получается в испарителе низкого давления при температуре t_{02} . Произведем поэтому сопоставление обоих процессов двухступенчатого сжатия в условиях рассмотренного выше частного случая, когда $\alpha = 0$, $Q_{01} = 0$, $Q_{02} = Q_0$.

Тогда из уравнений (20) и (33) имеем следующее, максимально возможное отношение теоретических холодильных коэффициентов для процессов с полным и неполным промежуточными охлаждениями:

$$\frac{\varepsilon_{1-2\text{теор}}}{\varepsilon'_{1-2\text{теор}}} = \frac{(i'_u - i'_{01})(i_F - i''_{01}) + (i''_{01} - i'_u)(i_D - i_C) + (i''_{01} - i'_u)(i_D - i''_{02})}{(i_C - i'_{01})(i_F - i''_{01}) + (i'_{01} - i'_u)(i_D - i''_{02})} \quad (34)$$

Так как в числителе и знаменателе последние слагаемые равны, то, очевидно,

$$\varepsilon_{1-2\text{теор}} > \varepsilon'_{1-2\text{теор}},$$

если

$$(i'_u - i'_{01})(i_F - i''_{01}) + (i''_{01} - i'_u)(i_D - i_C) > (i_C - i'_{01})(i_F - i''_{01}),$$

или

$$(i''_{01} - i'_u)(i_D - i_C) > (i_F - i''_{01})(i_C - i'_u),$$

или

$$\frac{i'_{01} - i'_u}{i_F - i''_{01}} > \frac{i_C - i'_u}{i_D - i_C} \quad (35)$$

Последнее условие термодинамически означает, что холодильный коэффициент одноступенчатого процесса, протекающего между давлениями p и p_{01} , при засасывании сухих насыщенных паров должен быть больше, чем при засасывании перегретых паров в состоянии точки C . Условие, продиктованное уравнением (35), в действительности обычно удовлетворяется и может оказаться невыполненным лишь в крайних случаях, когда процесс особенно сильно отклоняется от цикла Карно, например, при очень большом отношении давлений $\frac{p}{p_{01}}$, при близости критической точки и при очень большом паросодержании x_1 в точке H . Практически во всех случаях, в том числе даже для CO_2 при давлениях в конденсаторе выше критического, условие, продиктованное уравнением (35), выполняется, и потому

$$\varepsilon_{1-2\text{теор}} > \varepsilon'_{1-2\text{теор}}$$

т. е. наиболее выгодным процессом двухступенчатого сжатия является процесс с полным промежуточным охлаждением водой и частичным испарением жидкости промежуточного давления.

Разница в значениях теоретических холодильных коэффициентов двух ступенчатого сжатия с полным и неполным промежуточным охлаждением очень невелика, и установление ее имеет, главным образом, принципиальное значение, как мерила для сопоставления различных выполняемых конструкций и схем двухступенчатых холодильных машин.

Пример 2. Аммиачная машина двухступенчатого сжатия работает в условиях предыдущего примера при $t_{01} = -35^\circ$, $t_{01} = -5^\circ$, $t = +30^\circ$, $t_u = +20^\circ$ Ц. Промежуточное охлаждение осуществляется только охлаждающей водой до температуры $+20^\circ$ Ц.

1) Холодопроизводительность

$$Q_0 = Q_{01} + Q_{02} = 30\,000 + 70\,000 = 100\,000 \text{ кал/час.}$$

По уравнению (22)

$$\alpha = \frac{333,2 - 37,7}{(333,2 - 37,7) + 2,33 \cdot 305,6} = 0,293.$$

По уравнению (23)

$$G = \frac{30\,000}{0,293 (343,3 - 65,6)} = 368,8 \text{ кг/час.}$$

По уравнению (24)

$$G_1 = 338,8 [1,091 + 0,293 (1 - 0,091)] = 131,7 \text{ кг/час.}$$

По уравнению (25)

$$G_2 = (1 - 0,293) 368,8 (1 - 0,091) = 237,1 \text{ кг/час.}$$

По уравнению (26)

$$N_1 = \frac{131,7 \cdot 39,8 + 237,1 \cdot 44,5}{632} = 25,0 \text{ л. с.}$$

По уравнению (27)

$$N_2 = \frac{237,1 \cdot 42,0}{632} = 15,75 \text{ л. с.}$$

По уравнению (29)

$$\varepsilon'_{1-2 \text{ теор}} = \frac{100\,000}{40,75 \cdot 632} = 3,88$$

$$K'_{1-2 \text{ теор}} = 2\,455 \text{ кал/л. с. ч.}$$

2) $Q_{01} = 0$, холодопроизводительность

$$Q_{02} = Q_0 = 100\,000 \text{ кал/час, } \alpha = 0.$$

По уравнению (23)

$$G = \frac{100\,000}{333,2 - 37,7} \cdot \frac{305,6}{343,3 - 65,6} = 372,5 \text{ кг/час.}$$

По уравнению (24)

$$G_1 = 372,5 \cdot 0,091 = 33,9 \text{ кг.}$$

По уравнению (25)

$$G_2 = 372,5 (1 - 0,091) = 338,6 \text{ кг.}$$

По уравнению (26)

$$N_1 = \frac{33,9 \cdot 39,8 + 338,6 \cdot 44,5}{632} = 26,0 \text{ л. с.}$$

По уравнению (27)

$$N_2 = \frac{338,6 \cdot 42,0}{632} = 22,5 \text{ л. с.}$$

По уравнению (33)

$$\varepsilon'_{1-2 \text{ теор}} = \frac{100\,000}{632 \cdot 44,5} = 3,26$$

$$K'_{1-2 \text{ теор}} = 2\,063 \text{ кал/л. с. ч.}$$

Сопоставляя значения теоретических холодильных коэффициентов в процессах двухступенчатого сжатия с полным и неполным промежуточными охлаждениями в условиях их наибольшего возможного (по условиям примера) расхождения (при $Q_{01} = 0$), имеем:

$$\frac{\varepsilon'_{1-2 \text{ теор}}}{\varepsilon'_{1-2 \text{ теор}}} = \frac{3,36}{3,26} = 1,03,$$

т. е. теоретический холодильный коэффициент двухступенчатого сжатия с полным промежуточным охлаждением водой и с частичным испарением жидкости промежуточного давления на 3% выше теоретического холодильного коэффициента при неполном промежуточном охлаждении только охлаждающей водой.

В случае осуществления процесса двухступенчатого сжатия без нагрузки при промежуточной температуре испарения ($Q_{01} = 0$), выбор промежуточного давления (p_{01}) в качестве первого приближения может быть произведен, исходя из одинаковых отношений давлений в обеих ступенях, т. е. $p_{01} = \sqrt{p \cdot p_{02}}$. Окончательное установление промежуточного давления можно произвести, исходя из удовлетворения различных дополнительных требований, предъявленных к машине, как то:

1. Равенство работы обоих цилиндров. В этом случае отношение рабочих давлений для ц. в. д. должно быть уменьшено в соответствии с большим количеством холодильного агента, сжимаемого в ц. в. д. (G_1 кг), чем в ц. н. д. (G_2 кг).

2. Выравнивание конструкционных давлений (усилия по штокам), облегчающее конструкцию машины.

3. Некоторое выравнивание температур перегрева в обоих цилиндрах.

Задача осуществления двухступенчатого сжатия практически разрешается в следующих направлениях:

1. Построение специальных машин двухступенчатого сжатия со ступенчатым поршнем.

2. Построение специальных двухцилиндровых машин, скомбинированных в виде одной машины тандем.

3. Создание машин двухступенчатого сжатия путем компаундирования одноступенчатых машин с приводом от общего вала.

При компаундировании машин наиболее целесообразно в качестве ступени высокого давления использовать нормальную модель одноступенчатого компрессора, и в качестве ступени низкого давления применить ту же модель компрессора, но с увеличенным диаметром цилиндра при том же ходе поршня (так называемый „бустер-компрессор“).

Использование нормальной модели компрессора в качестве ступени низкого давления приводит к значительному увеличению веса, стоимости и габарита машины, так как при низких температурах испарения среднее индикаторное давление в ц. н. д. незначительно, и потому в нормальной модели компрессора рама и весь механизм движения оказываются слабо нагруженными; работа трения в этом случае возрастает из-за увеличения веса движущихся частей. Необходимо при этом иметь в виду, что ц. н. д. с увеличенным против нормальной модели диаметром цилиндра не может быть использован в качестве одноступенчатого компрессора из-за несоответствия в этом случае размеров механизма движения передаваемой мощности.

4. Применение обычных одноступенчатых машин с самостоятельными валами и двигателями и комбинирование из них машин двухступенчатого сжатия.

В последнем случае является желательным, чтобы компрессоры имели раздельные полости всасывания, так как этим значительно облегчается возможность комбинирования и получается возможность превращения обычного компрессора в компрессор двухступенчатого сжатия с засасыванием пара низкого давления, сжатием его до промежуточного давления одной полостью цилиндра и с последующим сжатием этого пара другой полостью до давления конденсации, при условии, конечно, добавления через ресивер пара из промежуточной ступени испарения (§ 7, фиг. 72).

§ 3. Действительный процесс двухступенчатого сжатия и регулирования.

Как уже отмечалось выше, двухступенчатое сжатие дает в действительном процессе значительно большие выгоды, чем в теоретическом процессе, из-за значительного улучшения практических коэффици-

ентов процесса двухступенчатого сжатия. Выгода от двухступенчатого процесса будет тем большая, чем большее количество холодильного агента проходит через ступень низкого давления. Произведем поэтому сопоставление действительного и теоретического процессов двухступенчатого сжатия в условиях отсутствия нагрузки при промежуточной температуре испарения ($Q_{01} = 0$).

Пример. В числовом примере теоретического нормального процесса двухступенчатого сжатия с полным промежуточным охлаждением водой и частично испаряющейся жидкостью промежуточного давления мы имели холодопроизводительность

$$Q_{02} = Q_0 = 100\,000 \text{ кал/час}$$

при

$$t_{02} = -35^\circ \text{Ц} (p_{02} = 0,95 \text{ ата}),$$

промежуточное давление $p_{01} = 3,62 \text{ ата} (t_{01} = -5^\circ), t = +30^\circ (p = 11,9 \text{ ата}), t_u = +20^\circ \text{Ц}.$

Количество аммиака, сжимаемого в ц. в. д.	$G = 391,0 \text{ кг/час}$
Количество аммиака, сжимаемого в ц. н. д.	$G_2 = 338,6 \text{ кг/час}$
Теоретическая индикаторная мощность ц. в. д.	$N_{1 \text{ теор}} = 24,6 \text{ л. с.}$
Теоретическая индикаторная мощность ц. н. д.	$N_{2 \text{ теор}} = 22,5 \text{ л. с.}$
Суммарная теоретическая индикаторная мощность	$N_{\text{теор}} = 47,1 \text{ л. с.}$
Теоретический холодильный коэффициент	$\varepsilon_{1-2 \text{ теор}} = 3,36.$
Теоретический часовой объем ц. в. д.	$V_{h1 \text{ теор}} = 391,0 \cdot 0,347 = 135,5 \text{ м}^3/\text{час.}$
Теоретический часовой объем ц. н. д.	$V_{h2 \text{ теор}} = 338,6 \cdot 1,215 = 412,0 \text{ м}^3/\text{час.}$

В действительном процессе часовой объем ц. в. д.

$$V_{h1} = \frac{V_{h1 \text{ теор}}}{\lambda_{01}} \text{ и } V_{h2} = \frac{V_{h2 \text{ теор}}}{\lambda_{02}},$$

где λ_{01} и λ_{02} — коэффициенты подачи ц. в. д. и ц. н. д. при рабочих условиях:

$$\left(\text{при } \frac{p}{p_{01}} = \frac{11,9}{3,62} = 3,29 \text{ и } \frac{p_{01}}{p_{02}} = \frac{3,62}{0,95} = 3,82 \right).$$

Холодопроизводительность ц. в. д. при „нормальных“ условиях составит

$$Q_{01 \text{ норм}} = \frac{V_{h1 \text{ теор}}}{\lambda_{01}} \cdot q''_{\text{енорм}} \cdot \lambda_{01 \text{ норм}}$$

Пользуясь кривой Шиплея (фиг. 36), имеем

$$Q_{01 \text{ норм}} = 135,5 \cdot 673,8 \cdot \frac{0,78}{0,785} = 91\,000 \text{ норм. кал/час}$$

По графику (фиг. 44) имеем для машины указанных размеров $\lambda_{01 \text{ норм}} = 0,65$, а по кривой Шиплея (фиг. 36) для рабочих условий $\left(\frac{p}{p_{01}} = 3,29 \right)$

$$\lambda_{01} = 0,65 \cdot \frac{0,785}{0,78} = 0,655$$

и

$$V_{h1} = \frac{V_{h1 \text{ теор}}}{\lambda_{01}} = \frac{135,5}{0,655} = 207 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Аналогично получаем для ц. в. д. при рабочих условиях

$$\eta_{01} = 0,72 \cdot \frac{0,87}{0,86} = 0,73$$

и

$$N_{01} = \frac{24,6}{0,73} = 33,7 \text{ л. с.}$$

Холодопроизводительность ц. н. д. при „нормальных“ условиях составит

$$Q_{02 \text{ норм}} = \frac{V_{h2 \text{ теор}}}{\lambda_{02}} \cdot q''_{\text{енорм}} \cdot \lambda_{02 \text{ норм}} = 412 \cdot 673,8 \cdot \frac{0,78}{0,76} = 284\,000 \text{ норм. кал/час.}$$

В случае неполного промежуточного охлаждения, когда ц. в. д. засасывает пар перегретый, следует применять вместо λ_0 и $q''_{\text{енорм}}$ коэффициенты λ_0 и $q''_{\text{ен}} с учетом μ_x .$

По графику (фиг. 44) имеем для машины указанных размеры $\lambda_{02\text{норм}} = 0,73$, а по кривой Шиплея (фиг. 36) при рабочих условиях $\left(\frac{p_{01}}{p_{02}} = 3,52\right)$

$$\lambda_{02} = 0,73 \cdot \frac{0,76}{0,78} = 0,71$$

$$V_{h2} = \frac{V_{h\text{норм}}}{\lambda_{02}} = \frac{412}{0,71} = 580 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Аналогично получаем для ц. н. д. при рабочих условиях

$$\eta_{i2} = 0,73 \cdot \frac{0,845}{0,86} = 0,74$$

$$N_{i2} = \frac{22,5}{0,74} = 30,4 \text{ л. с.}$$

$$\text{Холодильный коэффициент } \epsilon_{1-2} = \frac{100000}{632(33,7 + 30,4)} = 2,47.$$

Удельная холодопроизводительность в калориях на 1 и. л. с. ч. $K_{1-2} = 632 \cdot 2,47 = 1560 \text{ кал/и. л. с. ч.}$

Работа трения в машинах двухступенчатого сжатия будет наибольшей в случае комбинирования их из нормальных одноступенчатых машин с самостоятельными приводами. В машине высокого давления, соответствующей по своим размерам нормальной холодопроизводительности около 90 000 норм. кал/час (при $t_0 = -10^\circ$, $t = +25^\circ$, $t_u = +15^\circ\text{Ц}$), работ трения (фиг. 42)

$$N_{\text{тр1}} = \frac{p_{\text{тр}} \cdot V_{h1}}{27} = \frac{1,05 \cdot 207}{27} = 8,0 \text{ л. с.}$$

и

$$N_{e1} = N_{i1} + N_{\text{тр1}} = 33,7 + 8,0 = 41,7 \text{ э. л. с.}$$

В машине низкого давления, соответствующей по своим размерам нормальной холодопроизводительности около 285 000 норм. кал/час работа трения

$$N_{\text{тр2}} = \frac{0,85 \cdot 580}{27} = 18,3 \text{ л. с.}$$

и

$$N_{e2} = 30,4 + 18,3 = 48,7 \text{ э. л. с.}$$

Таким образом удельная холодопроизводительность в калориях на 1 э. л. с. ч. при двухступенчатом сжатии составит

$$K_{1-2\text{эфф}} = \frac{100000}{41,7 + 48,7} = 1110 \text{ кал/э. л. с. ч.}$$

В действительном процессе одноступенчатого сжатия, осуществляемого в горизонтальной машине (ГД) при исключительно неблагоприятном

$$\frac{p}{p_{02}} = \frac{11,9}{0,95} = 12,55,$$

$$\lambda_0 \approx 0,4 \text{ и } \eta_i \approx 0,55.$$

Действительный холодильный коэффициент при одноступенчатом сжатии в машине типа ГД был бы

$$\epsilon = \epsilon_{\text{теор}} \cdot \eta_i = \frac{333,2 - 65,6}{420,5 - 333,2} \cdot 0,55 = 2,87 \cdot 0,55 = 1,58,$$

удельная холодопроизводительность

$$K = 1,58 \cdot 632 = 1000 \text{ кал/и. л. с. ч.},$$

т. е. холодильный коэффициент и индикаторная удельная холодопроизводительность при одноступенчатом сжатии в 1,56 раза меньше, чем при двухступенчатом сжатии.

Часовой объем компрессора при одноступенчатом сжатии

$$V_{h \text{ теор}} = \frac{Q_0 \cdot v_0''}{i_0'' - i_u''} = \frac{100\,000 \cdot 1,215}{267,6} = 455 \text{ м}^3/\text{час},$$

$$V_h = \frac{V_{h \text{ теор}}}{\lambda_0} = \frac{455}{0,4} = 1\,135 \text{ м}^3/\text{час},$$

т. е. в 1,96 раза больше часового объема ц. н. д. и в 1,45 раза больше сумми часовых объемов ($V_1 + V_2$) ц. в. д. и ц. н. д. при двухступенчатом сжатии.

Работа трения в машине одноступенчатого сжатия, соответствующая по своим размерам нормальной холодопроизводительности около 570 000 норм. кал./час, составит

$$N_{тр} = \frac{p_{тр} \cdot V_h}{27} = \frac{0,75 \cdot 1\,135}{27} = 31,5 \text{ л. с.}$$

и

$$N_0 = N_t + N_{тр} = 100,0 + 31,5 = 131,5 \text{ л. с.}$$

Удельная холодопроизводительность в калориях на 1 л. с. ч. при одноступенчатом сжатии составит

$$K_{эфф} = \frac{100\,000}{131,5} = 760 \text{ кал./л. с. ч.}$$

и таким образом двухступенчатое сжатие при наиболее неблагоприятных конструктивных формах его осуществления (максимальные потери на трении) при заданных условиях дает выигрыш в эффективном холодильном коэффициенте и эффективной удельной холодопроизводительности в отношении

$$\frac{1\,110}{760} = 1,46, \text{ т. е. } 46\%.$$

При осуществлении одноступенчатого сжатия в вертикальной прямоточной машине (ВП) мы имели бы

$$V_h = \frac{V_{h \text{ теор}}}{\lambda_a},$$

где λ_a — коэффициент подачи машины ВП при рабочих условиях.

Холодопроизводительность той же машины при „стандартных“ условиях ($t_0 = -15^\circ$, $t = +30^\circ$, $t_u = +25^\circ$, $t_1 = -10^\circ \text{Ц}$) составит

$$Q_{0 \text{ станд}} = \frac{V_{h \text{ теор}}}{\lambda_a} \cdot q_{0 \text{ станд}} \cdot \lambda_{0 \text{ станд}}.$$

Пользуясь кривой Шиплея (фиг. 36), имеем

$$Q_{0 \text{ станд}} = 455 \cdot 523,6 \cdot \frac{0,865}{0,675} = 305\,000 \text{ станд. кал./час.}$$

По графику (фиг. 45) имеем для машины указанных размеров $\lambda_{0 \text{ станд}} = 0,336$, а по кривой Шиплея для рабочих условий $\left(\frac{p}{p_{01}} = 12,55\right)$

$$\lambda_a = 0,836 \cdot \frac{0,675}{0,865} = 0,65$$

и

$$V_h = \frac{V_{h \text{ теор}}}{\lambda_a} = \frac{455}{0,65} = 700 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Аналогично получаем для рабочих условий

$$\eta_a = 0,855 \cdot \frac{0,675}{0,865} = 0,67$$

и

$$\epsilon = \epsilon_{\text{теор}} \cdot \eta_a = 2,87 \cdot 0,67 = 1,92,$$

а удельная холодопроизводительность

$$K = 1,92 \cdot 632 = 1\,210 \text{ кал./л. с. ч.}$$

Работа трения (фиг. 43)

$$N_{тр} = \frac{p_{тр} \cdot V_h}{27} = \frac{0,55 \cdot 700}{27} = 14,2 \text{ л. с.}$$

и

$$N_e = N_t + N_{тр} = \frac{100\,000}{1\,210} + 14,2 = 82,6 + 14,2 = 96,8 \text{ э. л. с.}$$

Таким образом удельная холодопроизводительность в камерях на 1 э. л. с. ч. в вертикальной прямоточной машине

$$K_{эфф} = \frac{100\,000}{96,8} = 1\,030 \text{ кал./э. л. с. ч.,}$$

т. е. вертикальная прямоточная машина (ВП) по сравнению с одноступенчатой горизонтальной (ГД) дает в условиях примера выигрыш в эффективной удельной холодопроизводительности в отношении

$$\frac{1\,030}{760} = 1,35, \text{ т. е. } 35\%.$$

Вертикальная прямоточная машина (ВП) поэтому успешно конкурирует с машинами (ГД) двухступенчатого сжатия в пределах отношения

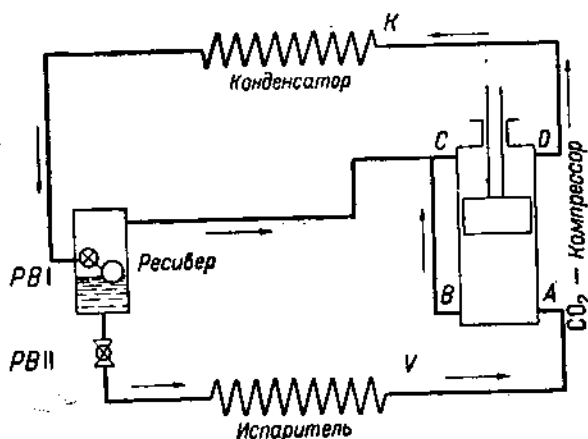
$$\frac{P}{P_0} < 10.$$

В аммиачных холодильных установках, в особенности в Америке, находят применение процессы с „бустер-компрессором“, представляющим собой такую разновидность двухступенчатого сжатия, при которой специальный компрессор-„бустер“ поджимает пар низкого давления до давления, соответствующего более высокой температуре испарения, и нагнетает его в линию всасывания высокого давления без каких-либо промежуточных охладителей. Этот компрессор-„бустер“ выполняется обычно в виде облегченной модели, рассчитанной исключительно на работу с малым индикаторным давлением.

§ 4. Процесс Виндгаузена.

В процессе углекислотной машины Виндгаузен осуществляет двухступенчатое сжатие в одном цилиндре двойного действия, причем полость

цилиндра со стороны крышки служит ступенью низкого давления, а полость со стороны сальника — ступенью высокого давления; благодаря тому, что в углекислотных машинах сечение штока составляет $\frac{1}{5}$ до $\frac{1}{4}$ площади поршня, получается желательное соотношение объемов обеих ступеней. Сущностью процесса Виндгаузена является, однако, комбинация вышеуказанного двухступенчатого сжатия с двухступенчатым регулированием, причем полезная холодопроизводительность производится лишь в испарителе низкого давления, а пар промежуточ-

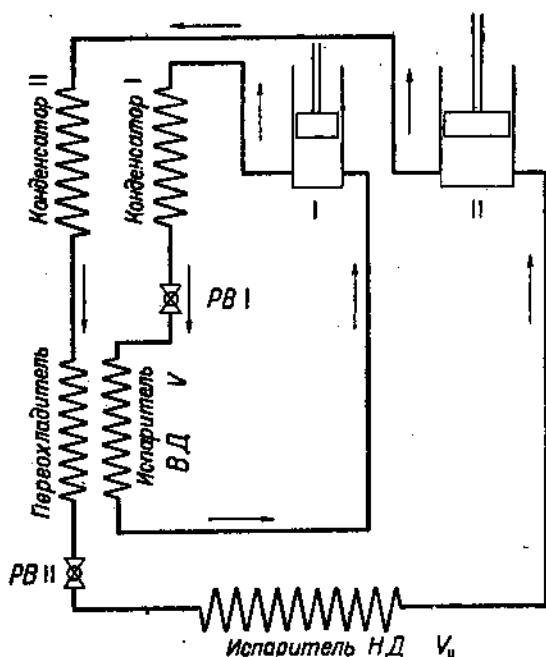


Фиг. 52. Процесс Виндгаузена.

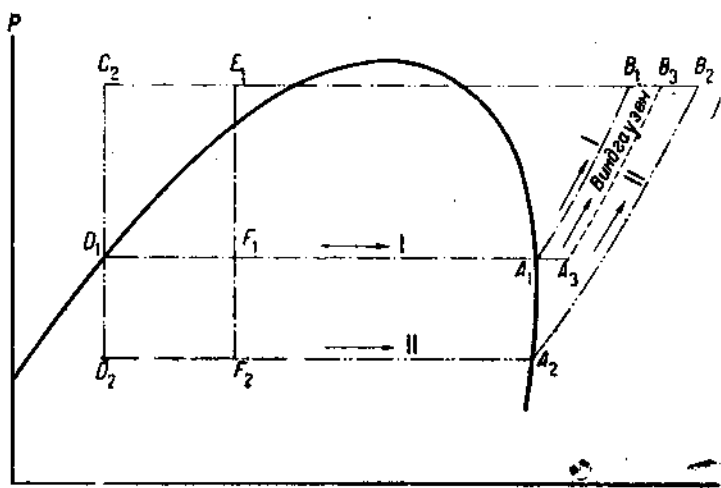
ного давления получается лишь в результате двухступенчатого регулирования. Схема осуществления процесса Виндгаузена изображена на фиг. 52, а схема той же теоретической машины, работающей двумя отдельными

циклами холодильного агента, без смещения показана на фиг. 53. На фиг. 54 оба цикла представлены в i/p -диаграмме. Легко заметить, что в теоретическом цикле холодопроизводительность увеличивается против обычного цикла на число калорий, отнимаемое в переохладителе с помощью испарителя высокого давления, причем эти добавочные калории добываются во вспомогательной машине I, работающей с меньшим температурным перепадом, чем основная машина II. При сравнении обоих процессов мы предположили, что холодильный агент цикла II переохлаждается в переохладителе до температуры, при которой его энтальпия i_{03} будет равна энтальпии жидкости i'_{01} при давлении p_{01} в ресивере.

• Сравнивая работу по циклу II ($A_2-B_2-C_2-D_2$) с работой обыкновенной холодильной машины (цикл $A_2-B_2-E_1-F_2$), мы видим, что холодопроизводительность на 1 кг выражается для сложного цикла отрезком $\overline{D_2A_2}$,



Фиг. 53.



Фиг. 54.

а для обыкновенной машины — отрезком $\overline{F_2A_2}$. В практически интересующих нас пределах температур $i_{A1} \approx i_{A2}$, так как в данной зоне верхняя пограничная кривая касательна к изэнтропье. Поскольку

$$\frac{\overline{F_1A_1}}{\overline{D_1A_1}} = \frac{1-x_1}{1} \approx \frac{\overline{F_2A_2}}{\overline{D_2A_2}}, \quad (36)$$

то для получения в сложной машине той же холодопроизводительности, что и в простой (цикл $A_2-B_2-E_1-F_2$), нам достаточно в цикле II пропускать $(1-x_1)$ кг вместо 1 кг для простого цикла. Следует отметить, что холодопроизводительность, отнесенная к 1 кг холодильного агента, в цикле I измеряется в диаграмме отрезком F_1A_1 , холодопроизводительность же, отнесенная к 1 кг холодильного агента, циркулирующего в машине II, — отрезком D_1F_1 . В результате количество CO_2 , циркулирующей в системе высокого давления, относится к количеству ее, проходящему через испаритель низкого давления, как

$$\frac{D_1F_1}{F_1A_1} = \frac{x_1}{1-x_1} \quad (37)$$

Общее количество циркулирующего в обеих системах холодильного агента составляет $x_1 + (1-x_1) = 1$ кг, т. е. одинаковое с простой машиной. Таким образом преимущество этого сложного цикла заключается в том, что при неизменной холодопроизводительности и при одном и том же количестве циркулирующего холодильного агента доля x_1 последнего подвергается сжатию с меньшим перепадом давлений.

ТАБЛИЦА 13

Результаты опытов Уилкокса и Фута (переведенные в метрическую систему)

Ц и к л	а) Простой		б) Вандгаузена	
Опыт №	17	21	11	7
Углекислота				
Давление испарения по манометру p_{02} в <i>ата</i>	19,5	26,5	19,5	26,5
Соответствующая температура испарения t_{02} в °Ц.	-21,0	-10,0	-21,0	-10,0
Температура всасывания t_A в °Ц.	-15,8	-5,5	-15,0	-5,8
Давление в ресивере p_{01} в <i>ата</i>	—	—	34,7	46,3
Соответствующая температура испарения t_{01} в °Ц.	—	—	-0,9	+10,3
Температура нагнетания низкого давления в °Ц.	—	—	+39,0	+44,0
Давление в конденсаторе p в <i>ата</i>	87	87,5	87,0	87,5
Температура переохлаждения t_c в °Ц.	+29,5	+29,5	+29,5	+29,5
Температура нагнетания высокого давления в °Ц.	+84,5	+70,0	+100,0	+85,5
Индикаторная работа N_i в <i>л. с.</i>	41,0	48,5	38,8	35,8
Расход электроэнергии $N_{эл}$ в <i>квт-ч</i>	60,7	69,5	45,7	50,8
Рассол				
Температура при входе t_{s1} в °Ц.	-12,1	-1,0	-12,0	-1,1
» » выходе t_{s2} в °Ц.	-17,6	-8,0	-17,5	-8,1
Вода				
Температура при входе t_{w1} в °Ц.	+29,7	+29,7	+29,5	+29,5
» » выходе t_{w2} в °Ц.	+35,2	+35,4	+35,0	+35,2
Тепловой баланс				
Тепло, отданное в конденсаторе в <i>кал/час</i>	84 000	117 300	68 300	93 100
Эквивалент индикаторной мощности $632 \cdot N_i$ в <i>кал/час</i>	25 900	30 700	21 200	21 600
Холодопроизводительность в испарителе Q_0 в <i>кал/час</i>	54 200	88 200	46 600	72 500
Невязка $Q - (Q_0 + 632 \cdot N_i)$ в <i>кал/час</i>	3 900	-1 600	500	-1 000
Удельная холодопроизводительность по индикаторной мощности K в <i>кал/л. с. ч.</i>	1 320	1 820	1 378	2 030
Выигрыш в цикле Вандгаузена в %	—	—	4,5	11,5
Удельная холодопроизводительность по электрической мощности $K_{эл}$ в <i>кал/квт-ч</i>	1 228	1 745	1 408	1 904
Выигрыш в цикле Вандгаузена в %	—	—	11,5	9,0

В действительной машине Виндгаузена из 1 кг углекислоты, проходящей через регулирующий вентиль в ресивере при давлении p_{01} (точка F_1), образуется x_1 (кг) сухого насыщенного пара и $(1 - x_1)$ кг жидкости с энтальпией $i_{D1} = i_{C2} = i_{D2}$; жидкость подвергается вторичному дросселированию во втором регулирующем вентиле и осуществляет полезную холодопроизводительность в испарителе (фиг. 54). Пар низкого давления, выходящий из испарителя, сжимается в ступени низкого давления компрессора с давления p_{02} до давления p_{01} , смешивается с сухим паром, отделившимся в ресивере (давление p_{01}) и совместно сжимается затем в ступени высокого давления компрессора до давления в конденсаторе (линия A_2B_2). В происходящем процессе смешения пар, идущий из ступени низкого давления, частично охлаждается за счет некоторого нагревания пара, отделившегося в ресивере.

ТАБЛИЦА 14
Теоретический процесс углекислотной машины

Ц и к л	а) Простой		б) Виндгаузена	
Для условий опыта №	17	21	11	7
Энтальпия перед компрессором i_A в кал/кг	158,5	158,4	158,7	158,3
Энтальпия перед регулирующим вентилем i_u в кал/кг	118,4	118,3	118,4	118,3
Энтальпия жидкости в ресивере i'_{01} в кал/кг	—	—	99,6	106,6
Холодопроизводительность на 1 кг CO_2 , проходящей через испаритель в кал/кг: а) $q_0 = i_A - i_u$; б) $q_0 = i_A - i'_{01}$	40,1	40,1	59,1	5,7
Паросодержание после первого дросселирования x_1	—	—	0,332	0,238
Доля CO_2 , проходящая через испаритель $(1 - x_1)$	—	—	0,668	0,762
Холодопроизводительность на 1 кг CO_2 , проходящей через конденсатор в кал/кг: а) $q_0 = i_A - i_u$; б) $q_0 (1 - x_1) = (i_A - i'_{01}) (1 - x_1)$	40,1	40,1	39,5	39,4
Теоретическая температура в конце сжатия низкого давления t_D в °C	—	—	+ 26,0	+ 33,0
Теоретическая энтальпия в конце сжатия низкого давления i_D в кал/кг	—	—	164,7	163,6
Работа сжатия низкого давления на 1 кг CO_2 , проходящей через испаритель $AL_{н.д.} = i_D - i_A$ в кал/кг	—	—	6,0	5,3
Работа сжатия низкого давления на 1 кг CO_2 , проходящей через конденсатор $AL_{н.д.} (1 - x_1) = (i_D - i_A) (1 - x_1)$ в кал/кг	—	—	4,0	4,1
Энтальпия пара, отходящего из ресивера i_{01} в кал/кг	—	—	156,3	154,5
Энтальпия перед ступенью высокого давления $i_c = x_1 \cdot i_{01} + (1 - x_1) \cdot i_D$ в кал/кг	—	—	161,9	161,4
Энтальпия в конце сжатия до давления P в конденсаторе i_P в кал/кг	175,4	170,8	172,1	168,3
Работа сжатия высокого давления $AL_{в.д.} = i_P - i_c$ в кал/кг	—	—	10,2	6,9
Суммарная работа сжатия на 1 кг CO_2 , проходящей через конденсатор $AL = AL_{н.д.} (1 - x_1) + AL_{в.д.}$ в кал/кг	16,9	12,4	14,2	11,0
Удельная холодопроизводительность $K = 632 \frac{q_0}{AL}$ в кал/л. с. ч.	1545	2170	1700	2265
Выигрыш в удельной холодопроизводительности в цикле Виндгаузена в %	—	—	10	9

Теоретический анализ цикла Виндгаузена дан проф. Лэмбом (Lamb) в его докладе V Международному холодильному конгрессу, а в докладе Уильямса (Wilcox) и Фута (Foot) на том же конгрессе приведены результаты сравнительных испытаний углекислотного

компрессора двойного действия фирмы Холл, который приспособлялся поочередно для работы по циклу Виндгаузена и в качестве простой машины (таблица 13). Компрессор имел внутренний диаметр цилиндра $D = 127 \text{ мм}$ (5"), диаметр штока $d = 57,15 \text{ мм}$ (2 1/4"), ход поршня $S = 533,4 \text{ мм}$ (21"). Число оборотов машины во время опытов поддерживалось около 60, и все результаты пересчитаны на $n_{\text{ном}} = 60$ в отношении $\frac{n}{60}$. При этих условиях объем,

описанный поршнем, составлял со стороны крышки компрессора $24,3 \text{ м}^3/\text{час}$, со стороны сальника — $19,3 \text{ м}^3/\text{час}$, а всего — $43,6 \text{ м}^3/\text{час}$. Машина работала с погружным испарителем поверхностью 76 м^2 и с погружным конденсатором морского типа (медные змеевики) поверхностью $63,6 \text{ м}^2$.

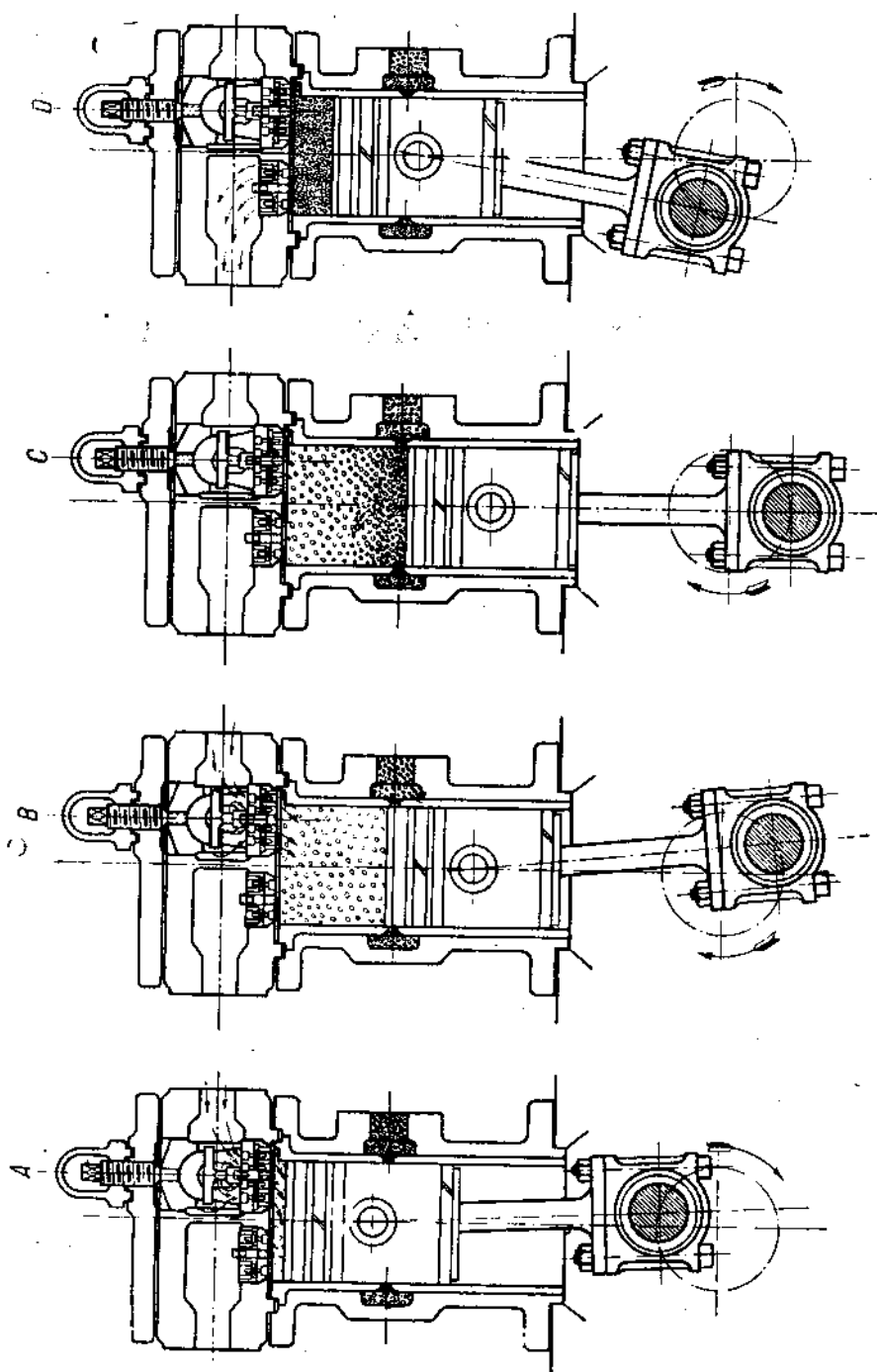
Вследствие недостаточной точности опытов следует ограничиться общим выводом (на основе всей серии опытов Уилькокса и Фута), что при высокой температуре воды и умеренной температуре испарения компрессор Виндгаузена дает по сравнению с обычным компрессором двойного действия уменьшение абсолютной холодопроизводительности примерно на 15%, сопровождающееся уменьшением расхода энергии примерно на 25% и возрастанием холодильного коэффициента или удельной холодопроизводительности примерно на 10%. Подсчет коэффициента в подачи или индикаторных коэффициентов для отдельных ступеней по опытам Уилькокса и Фута невозможен из-за недостаточной их точности.

Сопоставление результатов опытов Уилькокса и Фута с теоретическим процессом углекислотной машины, работающей при тех же условиях ($p, t_{\text{ис}}, t_{\text{ог}}, t_{\text{ог}}, t_{\text{ог}}$ при всасывании), дано в таблице 14. Необходимые данные взяты из i/p -диаграммы Планка-Куприянова.

Таким образом теоретический процесс дает в основном те же соотношения, что и опытные данные. Машины Виндгаузена изготовлялись в которое время английской фирмой Холл для судов-рефрижераторов и для сухопутных установок, назначенных для работы в тропиках. Однако в последнее время для улучшения рабочих процессов углекислотных машин при высоких температурах охлаждающей воды переходят к процессу Ворхиса, допускающему лучшее использование объема цилиндра.

§ 5. Процесс Ворхиса («мюльтипл-эффект»).

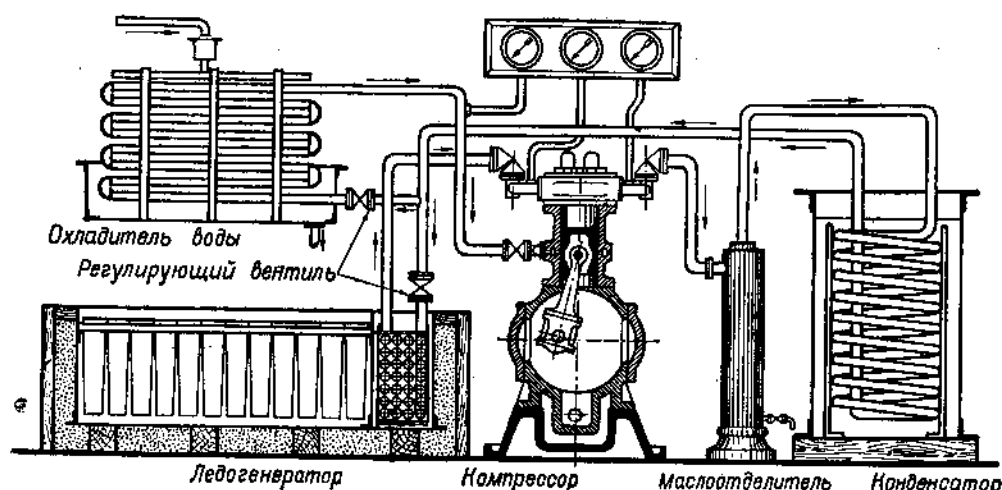
Работа холодильной установки с двумя различными температурами испарения осуществляется в процессе Ворхиса одним компрессором типа „мюльтипл-эффект“ (multiple-effect). В простейшем случае — это вертикальный однодействующий компрессор (фиг. 55), в котором по окружности цилиндра на высоте, соответствующей нижнему мертвому положению поршня, устроены щели, сообщающие цилиндр с окружающим его кольцевидным пространством, соединенным с линией всасывания из испарителя высокого давления. Кольцевое пространство может быть конструктивно осуществлено либо путем вставной втулки в цилиндр (фиг. 55), либо путем специальной отливки. Положение A поршня соответствует началу всасывания из испарителя низкого давления; в положении B поршень приближается к нижнему мертвому положению (концу всасывания из испарителя низкого давления) и началу открытия щелей во втулке; положение C поршня соответствует его нижнему мертвому положению и полному открытию щелей во втулке, сообщающих цилиндр с испарителем высокого давления, положение D поршня соответствует началу выталкивания из цилиндра совместно сжатых паров из испарителей низкого давления и высокого давления. На фиг. 56 представлена схема осуществления процесса Ворхиса в аммиачной ледоделательной установке с одноступенчатым регулированием; испарителем низкого давления в ней является ледогенератор, испарителем высокого давления — аппарат предварительного охлаждения воды для ледовых форм. На фиг. 57 представлена схема осуществления процесса Ворхиса с двухступенчатым регулированием, и параллельно на фиг. 57а — родственная ей схема двухступенчатого регулирования с раздельным сжатием. В схеме Ворхиса (фиг. 57) процесс протекает следующим образом. Из конденсатора K сконденсированный аммиак через поплавковый регулирующий вентиль $PВI$ поступает в ресивер R ; испаритель н. д. V_1 питается жидким аммиаком из ресивера через второй регулирующий вентиль $PВII$; образовавшиеся в испарителе н. д. V_1 пары аммиака засасываются компрессором через всасывающие клапана, расположенные в крышке цилиндра или теле самого поршня; пары аммиака из испари-



Фиг. 55.

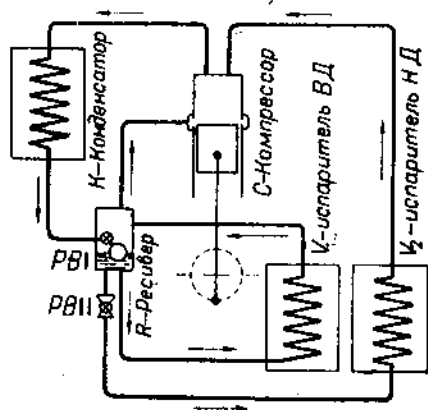
теля в. д. V_1 вместе с паром, отделившемся в ресивере после дросселирования в РВ1, поступают в цилиндр компрессора через щели по окружности цилиндра, открываемые поршнем при его приближении к нижнему мертвому положению. На фиг. 58 представлена теоретическая индикаторная диаграмма $A-B-C-D-E-F-A$ компрессора „мюльтипл-эффект“ без вредного пространства и теоретическая индикаторная диаграмма $A-B-C_1-D-F_1-A$

о вредным пространством. После выталкивания сжатых паров по линии C_1D остающийся во вредном пространстве пар расширяется по линии DF_1 до давления P_{02} , соответствующего низкой температуре испарения t_{02} ; засасывание пара низкого давления происходит на части хода F_1A . В мертвой

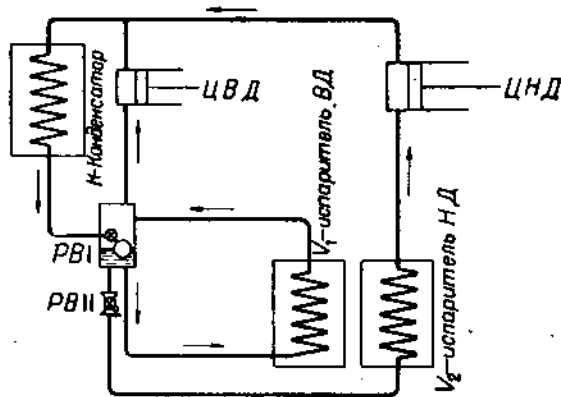


Фиг. 56.

точке A поршнем открываются щели, через которые врывается в цилиндр пар высокого давления P_{01} соответствующего высокой температуре испарения t_{01} , причем давление в цилиндре в пределе сравнивается с последним (точка B). Процесс сжатия (по линии BC_1) и выталкивания (по линии C_1D) осуществляется, как в обычном компрессоре.



Фиг. 57.



Фиг. 57а.

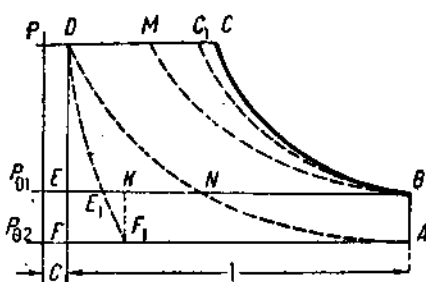
Работа сжатия $\mathcal{Q}$ по теоретической индикаторной диаграмме $A-B-C-D-E-F-A$ (без вредного пространства) складывается из $\mathcal{Q}_1$ (плоч. $B-C-D-E-B$) и $\mathcal{Q}_2$ (плоч. $A-B-E-F-A$) и определяется из уравнения:

$$\mathcal{Q}_1 = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot P_{01} \cdot V \left[\left(\frac{P}{P_{01}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (38)$$

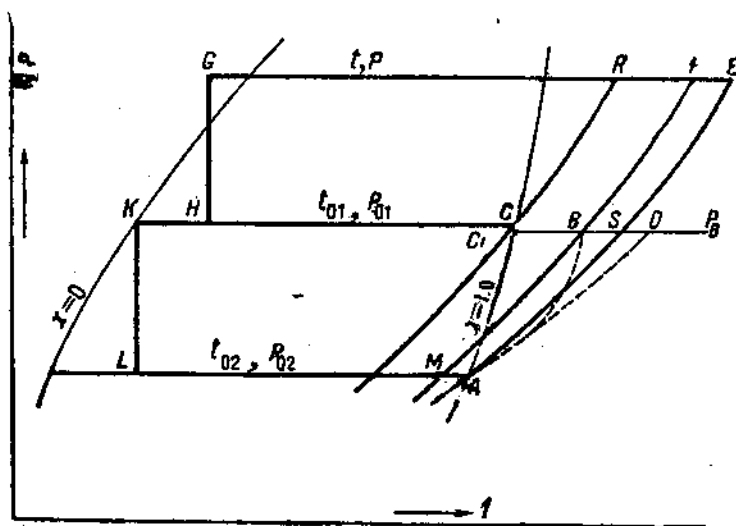
$$\mathcal{Q}_2 = V(P_{01} - P_{02}). \quad (39)$$

На фиг. 58 процесс Ворхиса изображен в $i/\lg p$ -диаграмме для того случая, когда и пар высокого давления (точка C), и пар низкого давления (точка A) поступают в цилиндр сухими насыщенными. Перед открытием щелей Ворхиса мы имеем в цилиндре пар низкого давления (точка A) с энтальпией i_{02} , давлением p_{02} и удельным объемом v_{02} ; пар из испарителя высокого давления (точка C) поступает в цилиндр с энтальпией i_{01} , давлением p_{01} и удельным объемом v_{01} . Пусть на 1 кг пара низкого давления, находящегося в цилиндре компрессора, поступает через щели из испарителя высокого давления y (кг) пара; после открытия щелей в цилиндре происходит смешение 1 кг пара низкого давления с y (кг) пара высокого давления, образуя $(1+y)$ кг смеси с энтальпией i_B и удельным объемом v_B ; давление в цилиндре повышается при этом до $P_B < P_{01}$ и в пределе $P_B = P_{01}$. Величину объема v_B после смешения мы можем определить из уравнения, выражающего неизменяемость объема цилиндра во время смешения:

$$(1+y) \cdot v_B = 1 \cdot v_A = 1 \cdot v_{02}. \quad (40)$$



Фиг. 58.



Фиг. 59.

Внутренняя энергия $(1+y)$ кг пара после смешения (точка B) представляет сумму энергии 1 кг пара низкого давления, находящегося в цилиндре (точка A) и y (кг) пара высокого давления, поступившего в цилиндр в конце хода поршня (точка C), плюс эквивалент механической работы, соответствующей перемещению из ресивера в цилиндр y (кг) пара высокого давления с давлением P_{01} и удельным объемом v_{01} .

$$(1+y) \cdot u_B = 1 \cdot u_{02} + y \cdot u_{01} + y \cdot A \cdot P_{01} \cdot v_{01}. \quad (41)$$

Пользуясь и известным из термодинамики уравнением

$$u = i - AP \cdot v$$

имеем

$$(1+y)(i_B - A \cdot P_B \cdot v_B) = (i_{02}'' - A P_{02} \cdot v_{02}'') + y \cdot (i_{01}'' - A \cdot P_{01} \cdot v_{01}'') + y \cdot A P_{01} \cdot v_{01}''$$

и

$$(1+y) \cdot i_B = i_{02}'' + A \cdot P_B \cdot v_B \cdot (1+y) - A \cdot P_{02} \cdot v_{02}'' + y \cdot i_{01}'' \quad (42)$$

После подстановки значений v_B из уравнения (40) получаем

$$(1+y) \cdot i_B = i_{02}'' + y \cdot i_{01}'' + A \cdot v_{02}'' \cdot (P_B - P_{02}) \quad (43)$$

и в пределе при $P_B = P_{01}$

$$(1+y) \cdot i_B = i_{02}'' + y \cdot i_{01}'' + A \cdot v_{02}'' \cdot (P_{01} - P_{02}). \quad (44)$$

Холодопроизводительность 1 кг холодильного агента, проходящего через испаритель низкого давления,

$$q_{02} = i_{02}'' - i_{01}''. \quad (45)$$

При двухступенчатом регулировании y (кг) пара высокого давления, поступающего через щели в цилиндр, слагаются из z (кг) пара, испарившихся в испарителе высокого давления и $[x_1(1+y)]$ кг пара, отделившегося в ресивере после дросселирования в первом регулирующем вентиле, т. е.

$$y = z + x_1(1+y), \quad (46)$$

откуда

$$z = y(1 - x_1) - x_1 = y \cdot \left(1 - \frac{i_u - i_{01}'}{i_{01}'' - i_{01}'}\right) - \frac{i_u - i_{01}'}{i_{01}'' - i_{01}'} = y \cdot \frac{i_{01}'' - i_u}{i_{01}'' - i_{01}'} - \frac{i_u - i_{01}'}{i_{01}'' - i_{01}'} \quad (47)$$

Полезная холодопроизводительность в испарителе высокого давления, отнесенная в 1 кг холодильного агента, проходящего через испаритель низкого давления

$$q_{01} \cdot z = (i_{01}'' - i_{01}') \cdot z = y \cdot (i_{01}'' - i_u) - (i_u - i_{01}'). \quad (48)$$

Общая холодопроизводительность, отнесенная к 1 кг холодильного агента, проходящего через испаритель низкого давления, получается из сложения уравнений (45) и (48).

$$\begin{aligned} Q_0 &= q_{02} + q_{01} \cdot z = (i_{02}'' - i_{01}') + y \cdot (i_{01}'' - i_u) - (i_u - i_{01}') = \\ &= (i_{02}'' + y \cdot i_{01}'') - (1+y) \cdot i_u = (i_{02}'' - i_u) + y \cdot (i_{01}'' - i_u). \end{aligned} \quad (49)$$

Сопоставление уравнений (45), (48) и (49) показывает, что доля холодопроизводительности $(i_u - i_{01}')$, соответствующая переохлаждению 1 кг жидкости в ресивере, перенесена с высокого уровня t_{01} на низкий t_{02} , что всегда является выгодным.

Из уравнения теплового баланса

$$Q = Q_0 + A Q$$

и уравнения (49) получаем

$$\begin{aligned} A Q &= Q - Q_0 = (1+y)(i_F - i_u) - (i_{02}'' + y \cdot i_{01}'') + (1+y) \cdot i_u = \\ &= (1+y) \cdot i_F - (i_{02}'' + y \cdot i_{01}'') = \\ &= [(1+y) \cdot i_F - (1+y) \cdot i_B] + [(1+y) \cdot i_B - (i_{02}'' + y \cdot i_{01}'')]. \end{aligned} \quad (50)$$

В уравнении (50) первые квадратные скобки, очевидно, соответствуют работе сжатия $(1+y)$ кг пара от давления P_B до давления P в конденсаторе

$$A Q_{B, \kappa} = (1+y)(i_F - i_B), \quad (51)$$

а вторые скобки — уравнению (43).

Таким образом

$$A\mathcal{Q} = A\mathcal{Q}_{в.д.} + A \cdot v_0'' \cdot (P_B - P_{02}). \quad (52)$$

Полученный результат вполне соответствует уравнениям (3^а) и (39) работы сжатия по индикаторной диаграмме, несмотря на наличие необратимого процесса. В отношении фиг. 59, изображающей процесс ВОРХИСА в $i/\lg p$ -диаграмме, следует отметить, что все точки на ней кроме точки D характеризуют действительное состояние холодильного агента, но линия CB на ней носит условный характер, так как не отражает никакого происходящего в машине процесса.

Вышеприведенный метод расчета впервые дан инж. Инокути в его докладе на V Международном холодильном конгрессе¹.

Для определения местонахождения точки B , значений v_B , i_B и y можно воспользоваться формулами (40) и (43). При данном P_B каждому значению i_B , т. е. температуре t_B соответствует свое значение v_B , и задачу можно разрешить рядом последовательных приближений, а также с помощью совместного решения трех уравнений, если принять линейную зависимость v_B от i_B . Более общим, однако, является нижеприведенный графический метод, предложенный инж. Е. Б. Иоэльсоном.

Вычтем из обеих частей уравнения (43) $(1+y) \cdot i_{01}'$, тогда

$$(1+y)(i_B - i_{01}'') = (i_{02}'' - i_{01}') + A \cdot v_{02}'' \cdot (P_B - P_{02}). \quad (53)$$

Кроме того, по уравнению (40)

$$v_B = \frac{v_A}{1+y} \quad \text{и} \quad v_B = f(i_B).$$

Три последних уравнения можно решить совместно графически. Для этого построим (фиг. 60) в $i/\lg p$ -диаграмме² над линией постоянного давления P_B в произвольном масштабе кривую удельных объемов $v = f(i_B)$, что легко сделать с достаточной точностью по точкам, в которых изоплеры пересекают изобару. На линии постоянного давления P_B наметим условную точку D , чтобы

$$i_D = i_{02}'' + A \cdot v_{02}'' \cdot (P_B - P_{02}). \quad (54)$$

В точке D восстановим перпендикуляр к линии постоянного давления P_B , на котором в соответствующем масштабе отложим значение удельного объема v_{02}'' (отрезок DD'). Соединяем точку D' с точкой C прямой, из точки B' , пересечения прямой CD' с кривой $v_B = f(i_B)$, опускаем перпендикуляр на линию постоянного давления и таким образом находим на ней положение точки B , над которой отрезком BB' измеряется удельный объем v_B . Действительно, из геометрического подобия треугольников $CB'B$ и $CD'D$ следует:

$$\frac{BB'}{DD'} = \frac{CB}{CD} = \frac{v_B}{v_A} = \frac{v_B}{v_{02}''} = \frac{i_B - i_C}{i_D - i_C} = \frac{i_B - i_{01}''}{i_D - i_{01}''}. \quad (55)$$

¹ Инокути ограничился частным случаем — углекислотной машиной, где $z = 0$.

² Или i/p -диаграмме (масштаб p в построение не входит).

или, с учетом формул (54) и (43)

$$\frac{v_B}{v_A} = \frac{v_B}{v_{02}} = \frac{i_B - i_{01}''}{i_{02}'' + A \cdot v_{02}'' \cdot (P_B - P_{02}) - i_0''} = \frac{i_B - i_{01}''}{(1 + y)(i_B - i_{01}'')} = \frac{1}{1 + y} = \frac{CB}{CD}. \quad (56)$$

Полученный результат удовлетворяет требованию формулы (40), и следовательно, точка B найдена правильно.

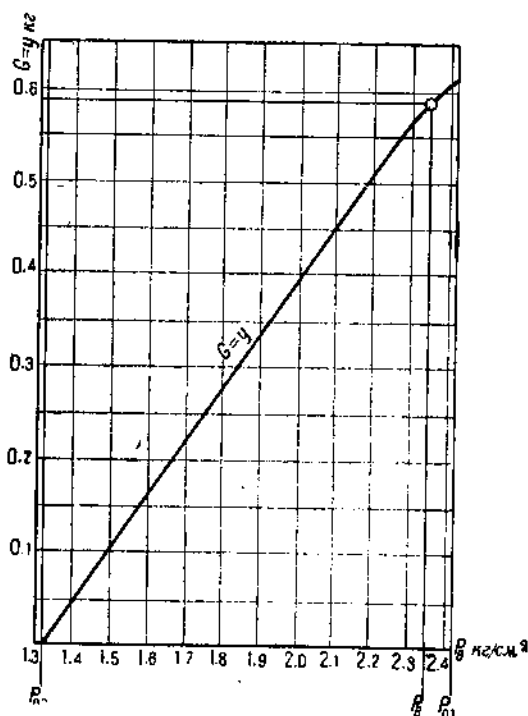
Преобразовывая пропорцию $\frac{1}{1 + y} = \frac{CB}{CD}$ путем вычитания числителя из знаменателя, имеем

$$\frac{1}{y} = \frac{CB}{CD - CB} = \frac{CB}{BD}. \quad (57)$$

Таким образом графический метод дает сразу i_B , v_B и y .

Последнее уравнение (57) говорит, что при смешении двух количеств пара y (k_2) с энтальпией i_{01}'' и 1 k_2 с энтальпией $i_{02}'' + A \cdot v_{02}'' \cdot (P_B - P_{02})$ энтальпия (абсцисса) смеси делит разницу абсцисс составных частей в отношении обратном их весам. Следует, однако, отметить, что точка D (с энтальпией i_D) в процессе реально не существует и является лишь звеном геометрического построения.

Все вышеприведенные формулы и построения имеют общий характер независимо от того, насколько конечное давление P_B меньше, чем P_{01} . Повторив это построение для ряда значений P_B между P_{01} и P_{02} , мы найдем для каждого значения P_B соответствующее ему значение y_B . Фиг. 61 дает гра-



Фиг. 61.

фик такой зависимости для NH_3 при $t_{02} = -28,3^\circ$ ($p_{02} = 1,32 \text{ атм}$) и $t_{01} = -15^\circ \text{Ц}$ ($p_{01} = 2,41 \text{ атм}$). Кривая AB (фиг. 59) не есть изображение теплового процесса в обычном смысле, поскольку она не относится к постоянному количеству пара, а наоборот, каждой ее точке (для каждого давления P_B) соответствует другое количество $1 + y_B$ смеси; кривая AB является геометрическим местом точек состояния смеси паров в точках $A(i_{02}'')$ и $C(i_{01}'')$, в зависимости от результирующего давления смешения P_B . Кривая AD является лишь геометрическим местом величин

$$i_{02}'' + A \cdot v_{02}'' (P_B - P_{02}) = i_{02}'' + A \cdot v_{02}'' \cdot P_{01} \cdot \left(\frac{P_B}{P_{01}} - 1 \right) \quad (58)$$

и проходит правее адиабаты AE ; в диаграмме i/p с линейным масштабом давлений AD превращается в прямую.

Для расчета щелей Ворхиса пользуются графиком зависимости между P_B и G_B . Принимаем, что в кольцевом пространстве находится пар с постоянным давлением P_{01} ; процесс истечения его в цилиндр через щели разделится в общем случае на две стадии в зависимости от создавшегося уже в цилиндре давления P_B .

- 1) Отношение давлений $\frac{P_{01}}{P_B}$ больше критического, т. е.

$$\frac{P_{01}}{P_B} \geq \left(\frac{\kappa + 1}{2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}. \quad (59)$$

Критическое отношение давлений для NH_3 составляет около 1,8.

- 2) Отношение давлений ниже критического и приближается к 1, т. е.

$$1 < \frac{P_{01}}{P_B} \leq \left(\frac{\kappa + 1}{2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}. \quad (60)$$

Площадь прохода окон f является функцией времени $f = \varphi(t)$, так как в зависимости от положения поршня окна будут иметь различное открытие.

При отношении $\frac{P_{01}}{P_{02}} > 1,8$

$$dG = \mu \cdot f \cdot dt \cdot \phi \cdot \sqrt{\frac{P_{01}}{v_{01}''}}, \quad (61)$$

где

$$\phi_{\max} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \cdot \sqrt{\frac{2g\kappa}{\kappa + 1}} = 2,1 \quad (62)$$

и

$$\int_0^t f \cdot dt = \frac{G_{\kappa p}}{\mu \cdot 2,1} \cdot \sqrt{\frac{v_{01}''}{P_{01}}}. \quad (63)$$

Коэффициент расхода μ является величиной, зависящей от формы щелей и способа их выполнения; за отсутствием достаточных экспериментальных данных можно принять ориентировочно $\mu \approx 0,5$.

Для отношений давлений ниже критического (1,8)

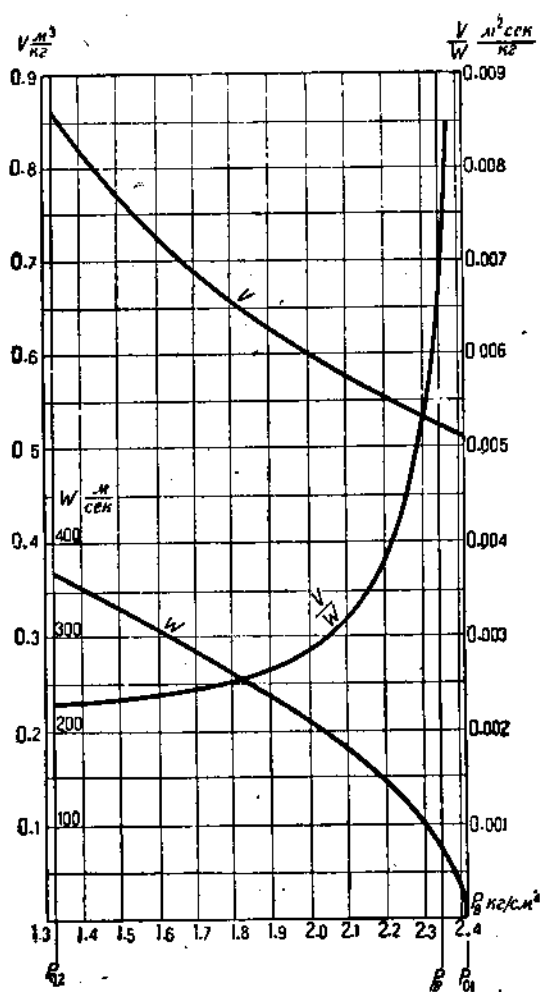
$$\frac{dG}{dt} = \frac{\mu \cdot f \cdot w}{v}, \quad (64)$$

где скорость w и удельный объем v берутся в конце адиабатического расширения при входе пара в цилиндр, причем

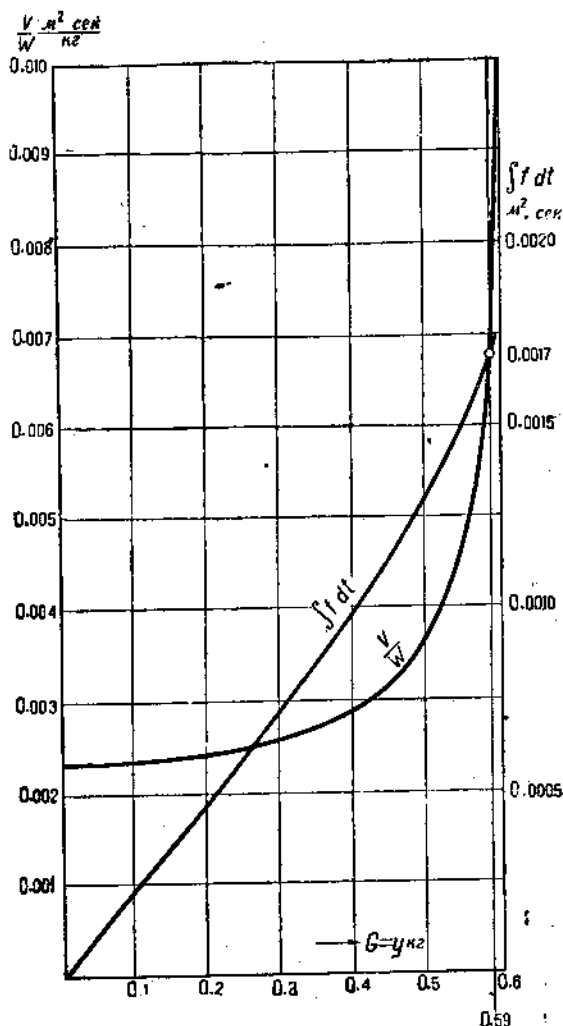
$$w = 91,5 \cdot \sqrt{i_{01}'' - i_{c_1}}, \quad (65)$$

где i_{c_1} — энтальпия в точке пересечения адиабаты расширения CR (фиг. 59) с прямой постоянного давления. Имея (пример 1) зависимость $y = \varphi_1(P_B)$ (фиг. 61), кривую $\frac{v}{w} = \varphi_2(P_B)$ (фиг. 62) и $G_B = y \cdot G_A$, где G_A есть количество подаваемого холодильного агента низкого давления, перестраиваем кривую фиг. 62 в виде функции $\frac{v}{w} = \varphi_m(G)$ (фиг. 63). Тогда площадь под последней кривой, деленная на μ , и составляющая

$$\frac{1}{\mu} \cdot \int \frac{v}{w} \cdot dG = \int_0^t f \cdot dt \quad (66)$$

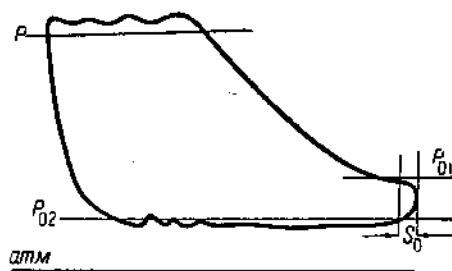


Фиг. 62.



Фиг. 63.

даст нам „время-сечение“, необходимое для пропуска необходимого в данных условиях количества G_B холодильного агента. Очевидно, что при приближении P_B к P_{01} „время-сечение“ стремится к бесконечности, как



Фиг. 64. Индикаторная диаграмма углекислотного компрессора Инокути.

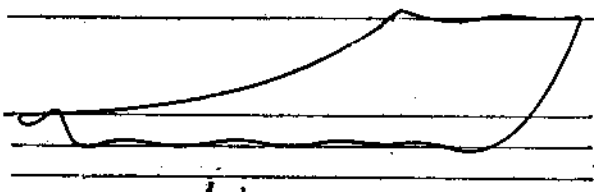


Фиг. 65. Индикаторная диаграмма воздушного компрессора Г. Т. Ворхиса.

видно из графика фиг. 63, что физически вполне понятно, так как при возрастании давления в цилиндре оно приближается к давлению в реси-

вере, разность между ними уменьшается и стремится к нулю, количество пара, протекающего в единицу времени, вместе со скоростью стремится к нулю, и время, потребное для истечения конечной порции газа, стремится к бесконечности. Приходится поэтому практически считаться с неизбежной депрессией Δp при входе пара высокого давления в цилиндр в размере 0,03—0,1 ат для аммиачной машины и около 1 ат для углекислотной машины. При этом потеря в количестве засасываемого пара высокого давления G_1 составляет всего лишь около 3%, а щели занимают по ходу поршня от 5 до 15 мм, что приводит к потере 3—4% рабочего объема цилиндра.

Фиг. 64 воспроизводит копию индикаторной диаграммы углекислотного компрессора Инокути. Налицо незначительная депрессия, дающая потерю около 3% пара высокого давления. Диаграмма фиг. 65 снята с экспериментального воздушного компрессора Г. Т. Ворхиса, здесь „время-сечение“, очевидно, значительно превышало необходимое, так как время обратного хода поршня на участке $a-b$ уже не могло быть использовано для приема пара высокого давления, поскольку уже в мертвой точке давление в цилиндре практически сравнялось с давлением в ресивере. Наконец, диаграмма фиг. 66, снятая с одного из первых углекислотных компрессоров этого типа, в котором потеря хода составляет около 10%, дает пример явно излишних размеров щелей (петля на носке диаграммы вызвана колебаниями поршенька индикатора).



Фиг. 66. Индикаторная диаграмма углекислотного компрессора, осуществляющего цикл Ворхиса.

Пример 1. Теоретический цикл Ворхиса в аммиачной машине.

Температура конденсации	$t = +30^\circ \text{C}$
Давление в конденсаторе	$p = 11,9 \text{ атм}$
Температура переохлаждения	$t_u = +25^\circ \text{C}$
Температура испарения высокого давления	$t_{01} = -15^\circ \text{C}$
Давление в ресивере	$p_{01} = 2,41 \text{ атм}$
Температура испарения низкого давления	$t_{02} = -28,3^\circ \text{C}$
Давление испарения низкого давления	$p_{02} = 1,32 \text{ атм}$
Энтальпия переохлажденной жидкости	$i_u = 71,4 \text{ кал/кг}$
Энтальпия жидкого NH_3 в ресивере	$i_{01} = 26,8 \text{ кал/кг}$
Энтальпия сухого насыщенного пара высокого давления	$i_{01}'' = 340,7 \text{ кал/кг}$
Энтальпия сухого насыщенного пара низкого давления	$i_{02}'' = 336,3 \text{ кал/кг}$
Энтальпия после смешения (графическая)	$i_D = 352,1 \text{ кал/кг}$
Энтальпия сжатия высокого давления	$i_F = 412,8 \text{ кал/кг}$
Холодопроизводительность на 1 кг высокого давления	$q_{01} = i_{01}'' - i_{01}' = 313,9 \text{ кал/кг в.д.}$
Холодопроизводительность на 1 кг низкого давления	$q_{02} = i_{02}'' - i_{01}' = 309,5 \text{ кал/кг н.д.}$
Удельный объем пара низкого давления	$v_A = v_{02} = 0,894 \text{ м}^3/\text{кг}$
Удельный объем пара после смешения	$v_B = 0,558 \text{ м}^3/\text{кг}$
Работа сжатия Ворхиса	$W = A \cdot v_{02} (p_{01} - p_{02}) = 22,8 \text{ кал/кг н.д.}$
Отношение веса пара высокого давления к весу пара низкого давления	$y = \frac{v_{02}''}{v_B} - 1 = 0,6.$

Паросодержание после первого регулирующего вентиля $x_1 = \frac{i_u - i_{01}'}{i_{01}'' - i_{01}'} = 0,142.$

Количество жидкого NH_3 , испаряющегося в испарителе высокого давления на 1 кг NH_3 , проходящего через испаритель низкого давления $z = y(1 - x_1) - x_1 = 0,373$ кг
 Холодопроизводительность в испарителе высокого давления, отнесенная к 1 кг низкого давления $q_{01} \cdot z = 117$ кал/кг н.д.
 Общая холодопроизводительность на 1 кг низкого давления $Q_0 = q_{01} \cdot z + q_{02} = 117 + 339,5 = 426,5$ кал/кг н.д.
 Работа сжатия высокого давления $AL_{в.д.} = (1 + y)(i_E - i_B) = 1,6 \cdot 60,7 = 97,2$ кал/кг.
 Полная работа сжатия $AL = AL_{в.д.} + W = 97,2 + 22,8 = 120,0$ кал/кг н.д.
 Холодильный коэффициент цикла Ворхиса

$$\epsilon_B = \frac{Q_0}{AL_{в.д.} + W} = \frac{426,5}{120,0} = 3,55.$$

Удельная холодопроизводительность $K_B = 632 \cdot \epsilon_B = 2250$ кал/и. л. с. ч

Взамен совместного сжатия паров низкого и высокого давления в одном цилиндре по способу „мюльтипл-эффект“ мы могли бы произвести раздельное сжатие в одном компрессоре (или полости) пара высокого давления p_{01} до давления p , а в другом компрессоре (или полости) пара низкого давления от давления p_{02} до давления p , сохраняя при этом двухступенчатое регулирование по схеме фиг. 57а. В этом случае:

Пример 2. Раздельное сжатие паров высокого давления и низкого давления.

Энтальпия в конце адиабатического сжатия от давления p_{01} до p $i_E = 417,3$ кал/кг.
 Энтальпия в конце адиабатического сжатия от давления p_{02} до p $i_E = 395,3$ кал/кг.
 Работа сжатия для пара низкого давления

$$AL_2 = i_E - i_A = i_E - i_{02} = 417,3 - 336,3 = 81,0 \text{ кал/кг н.д.}$$

Работа сжатия для пара высокого давления

$$AL_1 = i_E - i_C = i_E - i_{01} = 395,3 - 340,7 = 54,6 \text{ кал/кг в.д.}$$

Суммарная работа сжатия, отнесенная к 1 кг, проходящему через испаритель н.д.

$$AL = AL_2 + y \cdot AL_1 = 81,0 + 0,6 \cdot 54,6 = 113,7 \text{ кал/кг н.д.}$$

Приведенный холодильный коэффициент раздельного сжатия

$$\epsilon_{\text{разд}} = \frac{Q_0}{AL_2 + y \cdot AL_1} = \frac{426,5}{113,7} = 3,75.$$

Относительный коэффициент цикла Ворхиса к раздельному сжатию

$$\eta_B = \frac{\epsilon_B}{\epsilon_{\text{разд}}} = \frac{3,55}{3,75} = 0,948.$$

Определим теперь холодильный коэффициент ϵ_{1-2} и расход энергии для установки двухступенчатого сжатия, работающей при тех же температурах испарения и конденсации и с тем же отношением полезных холодопроизводительностей высокого и низкого давлений, выполненной по схеме нормального процесса с полным промежуточным охлаждением за счет испарения жидкого аммиака, так как охлаждение водой при низкой температуре в конце сжатия ц.н.д. невозможно.

Пример 3. Двухступенчатое сжатие.

Величины:

$$p, t, t_u, p_{01}, t_{01}, p_{02}, t_{02}, i_u, i_{01}, i_{01}', i_{02}', i_{02}'', v_{02}'', q_{01}, q_{02},$$

как в примере I, i_E, i_B — как в примере 2.

Энтальпия в конце сжатия низкого давления $i_s = 354,2$ кал/кг. Холодильный коэффициент такого теоретического процесса двухступенчатого сжатия, согласно формуле (16) и принятым на фиг. 59 обозначениям, будет:

$$\varepsilon_{1-2} = \frac{\left(\frac{q_{01} \cdot s}{q_{02}} + 1\right) (i_{02}'' - i_{01}') (i_{01}'' - i_u')}{(i_R - i_{01}') \left[\frac{q_{01} \cdot s}{q_{02}} (i_{02}'' - i_{01}') + (i_s - i_{01}') \right] + (i_{01}'' - i_u') (i_s - i_{02}'')} =$$

$$= \frac{\left(\frac{117}{309,5} + 1\right) (336,3 - 26,8) (340,7 - 71,4)}{(395,3 - 340,7) \left[\frac{117}{309,5} (336,3 - 26,8) + (354,2 - 26,8) \right] + (340,7 - 71,4) (354,2 - 336,3)} = 3,95.$$

В теоретическом процессе $\varepsilon_s < \varepsilon_{\text{разд}} < \varepsilon_{1-2}$ при тех же температурах и при том же отношении нагрузок испарителей высокого и низкого давлений. В действительном процессе это соотношение может получиться и обратным, хотя бы от работы трения, которая будет возрастать при компаундировании и убывать при осуществлении процесса в одном цилиндре Ворхиса. Прежде чем показать это на примере, остановимся еще на теоретической стороне цикла Ворхиса в несколько измененных условиях.

Теоретически возможно при сжатии «мультипл-эффект» получить, как и при двухступенчатом сжатии, значительную экономию путем уменьшения объема пара, подлежащего сжатию от давления p_{01} до давления p , доводя его до объема сухого насыщенного пара при давлении p_{01} . Для этого надо точку C передвинуть настолько влево, чтобы получить точку B на верхней пограничной кривой. Однако при поступлении в цилиндр влажного пара высокого давления происходят явления интенсивного теплообмена, приводящие к ухудшению процесса, перекрывающему теоретический выигрыш вследствие значительного уменьшения коэффициентов λ_a и η_a .

Рассмотрим затем влияние вредного пространства на цикл Ворхиса в аммиачной машине, оставаясь в остальном при условиях теоретического процесса и допуская возможность адиабатического расширения остающегося во вредном пространстве пара. Тогда в расчете примера I появятся следующие изменения:

а) Количество пара низкого давления для данной машины уменьшается в отношении

$$\eta_{\text{разд}} = 1 - c \left[\left(\frac{p}{p_{02}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]$$

или размеры машины увеличиваются в отношении $\frac{1}{\eta_{\text{разд}}}$

б) Количество пара высокого давления возрастает в отношении $\frac{1+c}{1}$,

так как процесс уплотнения паров происходит не только в рабочей полости цилиндра, но и во вредном пространстве.

в) Та же работа сжатия, что и в машине без вредного пространства, уменьшенная на величину работы расширения $(1+c-\eta_a)$ кг пара во вредном пространстве от давления p до давления p_{02} , будет отнесена к значительно меньшему количеству пара низкого давления и к несколько большему количеству пара высокого давления.

Пример 4. Теоретический цикл Ворхиса с учетом величины вредного пространства. Условия работы машины те же, что и в примере I. Вредное пространство принимаем $100 \cdot c = 5\%$.

Отношение давлений

$$\frac{p}{p_{02}} = \frac{11,9}{1,32} = 9,02.$$

Объемный коэффициент $\eta_{vad} = 1 - 0,05 (9,02^{\frac{1}{1,29}} - 1) = 0,775$.

Общее количество пара-высокого давления в начале сжатия на 0,775 кг засасываемого пара низкого давления

$$(1 + y)(1 + c) = 1,6 \cdot 1,05 = 1,68 \text{ кг.}$$

Работа расширения пара, остающегося во вредном пространстве

$$A\mathcal{E}_e = (1 + c - \eta_{vad})(i_F - i_M) = 0,275 (412,8 - 334,8) = 21,4 \text{ кал.}$$

Работа сжатия смеси от давления p_{01} до p

$$A\mathcal{E}_{e,d} = 1,63 (i_F - i_D) = 1,63 \cdot 60,7 = 102 \text{ кал.}$$

Затрата работы в цилиндре

$$A\mathcal{E} = A\mathcal{E}_{e,d} + W - A\mathcal{E}_e = 102,0 + 22,7 - 21,4 = 103,3 \text{ кал.}$$

Затрата работы в цилиндре, отнесенная к 1 кг засасываемого пара низкого давления

$$AL = \frac{A\mathcal{E}_{e,d} + W - A\mathcal{E}_e}{1 - \eta_{vad}} = \frac{103,3}{0,775} = 133,5 \text{ кал/кг н. д.}$$

Поступающее в цилиндр через окна количество пара высокого давления на 1 кг засасываемого пара низкого давления

$$y' = \frac{(1 + y)(1 + c) - (1 + c)}{\eta_{vad}} = \frac{1,68 - 1,05}{0,775} = 0,815 \text{ кг.}$$

Количество пара высокого давления, полезно испаряющегося в испарителе высокого давления на 1 кг засасываемого пара низкого давления

$$x' = y' (1 - x_1) - x_1 = 0,815 \cdot 0,858 - 0,142 = 0,557 \text{ кг.}$$

Холодопроизводительность в испарителе высокого давления на 1 кг засасываемого пара низкого давления

$$x' \cdot q_{01} = 0,557 \cdot 313,9 = 175 \text{ кал/кг н. д.}$$

Общая холодопроизводительность на 1 кг н. д.

$$Q_0 = q_{02} + x' \cdot q_{01} = 309,5 + 175,0 = 484,5 \text{ кал/кг н. д.}$$

Отношение холодопроизводительностей высокого и низкого давлений

$$\frac{x' \cdot q_{01}}{q_{02}} = \frac{175,0}{309,5} = 0,565.$$

Холодильный коэффициент

$$\epsilon_B = \frac{Q_0}{AL} = \frac{(q_{02} + x' \cdot q_{01}) \cdot \eta_{vad}}{A\mathcal{E}_{e,d} + W - A\mathcal{E}_e} = \frac{484,5}{133,5} = 3,62.$$

Холодильный коэффициент раздельного сжатия

$$\epsilon_{разд} = \frac{484,5}{0,1,0 + 0,815 \cdot 0,54,6} = \frac{484,5}{125,5} = 3,86.$$

Относительный коэффициент цикла Вормиса

$$\eta_B = \frac{\epsilon_B}{\epsilon_{разд}} = \frac{3,62}{3,89} = 0,94.$$

Сопоставляя результаты примеров 1 и 4, мы видим, что наличие вредного пространства теоретически вносит:

- уменьшение холодопроизводительности низкого давления;
- увеличение холодопроизводительности высокого давления как абсолютное, так и относительное;
- увеличение холодильного коэффициента, происходящее от увеличения доли холода, получаемой на высоком температурном уровне.

причем, по существу, экономичность процесса ухудшается, как это видно из уменьшения η_D .

Таким образом при наличии вредного пространства сжатие по принципу „мюльтипл-эффект“ дает большее увеличение холодопроизводительности (за счет высокого давления) и меньшее увеличение холодильного коэффициента. Последнее можно усмотреть из индикаторной диаграммы (фиг. 58), взяв предельный случай столь большого вредного пространства, когда расширение закончится в точке A и машина вовсе не засосет пара низкого давления (цикл $A-B-M-D-N-A$). По сравнению с нормальной диаграммой $B-M-D-N-B$ машины с давлением испарения p_{01} и вредным пространством имеем дополнительную затрату работы $A-B-N$, не компенсируемую никакой добавочной холодопроизводительностью. При меньшем вредном пространстве (кривая расширения $D-F_1$) потеря работы выражается площадью E_1-F_1-K .

Переходя к расчету действительной машины, работающей в условиях примера I, примем для низкого давления коэффициент подачи такой же, как для простой машины того же типа с отношением давления $\frac{p}{p_{02}}$, но учтем при этом в процентах потерю хода на щели. Для высокого давления примем коэффициент подачи таким, каким он был бы для данной машины при сжатии от p_{01} до p .

Потери в количестве засасываемого пара высокого давления при отсутствии η_0 объясняются отчасти депрессией и, главным образом, подогревом.

Принятие нами величины λ_{01} как для простой машины при отношении $\frac{p}{p_{01}}$ является приближением, допускаемым на основе анализа данных Инокути и Гайда. При этом мы учитываем потерю хода на щели и емкость вредного пространства c . Наконец, η_a берем, как для простой машины, в пределах давлений p_{02} и p , согласно Инокути¹.

Пример 5. Действительный цикл Ворхиса в аммиачной машине.

Возьмем двухцилиндровую машину типа ВП.

Диаметр цилиндра $D = 254 \text{ мм (10")}$

Ход поршня $S = 254 \text{ мм (10")}$

Число оборотов $n = 300 \text{ в минуту}$

Часовой рабочий объем $V_h = 466 \text{ м}^3/\text{час.}$

Стандартная холодопроизводительность $205\,000 \text{ ккал/час.}$

Определим расход энергии и холодопроизводительность в условиях примера I; для этой холодопроизводительности низкого и высокого давлений подобрать:

а) 2 машины раздельного сжатия типа ВП (пример 2);

б) 2 компаунд-машины типа ВП для осуществления двухступенчатого сжатия (пример 3).

«Стандартный» коэффициент подачи (фиг. 45) $\lambda_{a \text{ станд}} = 0,825$.

Коэффициент подачи для $\frac{p}{p_{02}} = 9,02$ (фиг. 36) $\lambda_{02} = 0,825 \cdot \frac{0,78}{0,86} = 0,57$.

«Стандартный» адиабатический коэффициент (фиг. 45) $\eta_{a \text{ станд}} = 0,845$.

Адиабатический к. п. д. для $\frac{p}{p_{02}} = 9,02$ (фиг. 36) $\eta_{02} = 0,845 \cdot \frac{0,78}{0,86} = 0,77$.

Ширина щелей (задаем) $0,7 \text{ мм.}$

Потеря хода на щели $\epsilon_0 = \frac{7}{254} = 0,028 = 2,8\%$.

¹ Следует учесть, что Инокути испытывал малую машину со сравнительно большим вредным пространством. Коэффициент η_a в машине «мюльтипл-эффект» имеет тенденцию быть выше, чем в обычной машине, вследствие меньших конечных температур сжатия, а потому и меньшего теплообмена, но эта тенденция перекрывается иногда более сильным влиянием вредного пространства.

Вредное пространство (задаем) $\epsilon = 0,006 = 0,6\%$.

Теоретически засасываемое количество аммиака низкого давления

$$G_{1\text{ теор}} = \frac{V_h}{v_a} = \frac{V_h}{v_0} = \frac{466}{0,994} = 521 \text{ кг/час.}$$

Действительно засасываемое количество аммиака низкого давления

$$G_1 = \lambda_{a1} \cdot (1 - s_0) \cdot G_{1\text{ теор}} = 521 \cdot 0,75 \cdot 0,972 = 379 \text{ кг/час.}$$

Холодопроизводительность низкого давления

$$Q_{01} = G_1 \cdot q_{01} = 379 \cdot 309,5 = 117\,000 \text{ кал/час.}$$

Теоретически засасываемое количество пара высокого давления

$$G_{1\text{ теор}} = G_{2\text{ теор}} \cdot y_{\text{теор}} = \frac{V_h}{v_A} \left(\frac{v_A}{v_B} - 1 \right) = V_h \left(\frac{1}{v_B} - \frac{1}{v_A} \right) = 521 \cdot 0,6 = 312 \text{ кг/час.}$$

Действительно засасываемое количество пара высокого давления при отношении

$$\frac{p}{p_{01}} = \frac{11,9}{2,41} = 4,93 (\lambda_{a1} = 0,825),$$

$$G_1 = G_{1\text{ теор}} \cdot \lambda_{a1} \cdot (1 - s_0) = G_{2\text{ теор}} \cdot y_{\text{теор}} \cdot \lambda_{a1} \cdot (1 - s_0) = G_2 \cdot \frac{\lambda_{a1}}{\lambda_{a2}} \cdot y_{\text{теор}}. \quad (67)$$

и

$$G_1 = 379 \cdot \frac{0,825}{0,75} \cdot 0,6 = 250 \text{ кг,}$$

$$\frac{G_1}{G_2} = y_{\text{действ}} = y_{\text{теор}} \cdot \frac{\lambda_{a1}}{\lambda_{a2}}. \quad (68)$$

В нашем случае $y_{\text{действ}} = \frac{250}{379} = 0,66.$

Величина $z_{\text{действ}} = y_{\text{действ}} (1 - x_1) - x_1 = 0,66 \cdot 0,858 - 0,142 = 0,424 \text{ кг.}$

Общее количество аммиака, полезно испаряющегося в испарителе высокого давления $G_2 \cdot z_{\text{действ}} = 379 \cdot 0,424 = 160 \text{ кг.}$

Холодопроизводительность высокого давления

$$Q_{01} = G_2 \cdot z_{\text{действ}} \cdot q_{01} = G_2 \cdot z_{\text{действ}} \cdot (i_{01} - i_{01}') = 16 \cdot 313,9 = 50\,300 \text{ кал/час.}$$

Общая холодопроизводительность $Q_{01} + Q_{02} = 50\,300 + 117\,000 = 167\,300 \text{ кал/час.}$

Теоретическая работа сжатия, отнесенная к 1 кг н. л.,

$$AL = (1 + y)(i_F - i_D) + W = 1,66 \cdot 60,7 + 22,8 = 123,8 \text{ кал/кг н. л.}$$

Принимаем для всей работы сжатия такой же коэффициент η_a , как если бы машина работала между крайними давлениями p_{02} и p ($\eta_{a2} = 0,77$), тогда действительная потребляемая мощность

$$N_1 = \frac{G_2 \cdot AL}{632 \cdot \eta_{a2}} = \frac{379 \cdot 123,8}{632 \cdot 0,77} = 96,5 \text{ и. л. с.}$$

Давление трения (гл. II, фиг. 43) $p_{тр} = 0,63 \text{ кг/см}^2$ и работа трения

$$N_{тр} = \frac{V_h \cdot p_{тр}}{27} = \frac{466 \cdot 0,63}{27} = 10,9 \text{ л. с.}$$

$$N_0 = 96,5 + 10,9 = 107,4 \text{ з. л. с.}$$

Подсчитаем теперь расход энергии в двух отдельных машинах (действительный процесс), заменяющих машину Вормиса, т. е. дающих то же число калорий при низкой и высокой температурах.

В машине всасывающей пары низкого давления принимаем η_a и $p_{тр}$, как для машины Вормиса, но учтем при определении работы трения отсутствие потери хода s_0 .

Для машины низкого давления имеем:

Индикаторная мощность

$$N_{i1} = \frac{G_1 \cdot AL_1}{632 \cdot \eta_{a1}} = \frac{379 \cdot 81}{632 \cdot 0,77} = 63,2 \text{ и. л. с.}$$

Работа трения $N_{тр1} = 10,9 (1 - 0,028) = 10,6 \text{ л. с.}$

Мощность на валу компрессора $N_{01} = 63,2 + 10,6 = 73,8 \text{ л. с.}$

Для машины высокого давления, работающей при $t_{01} = -15^\circ \text{Ц}$, $t = +30^\circ \text{Ц}$ и $\alpha = +25^\circ \text{Ц}$, номинальная холодопроизводительность является «стандартной» и составляет

$$Q_{01} \cdot \frac{y_{\text{действ}}}{z_{\text{действ}}} = G_1 \cdot q_{01} = 50\,300 \cdot \frac{0,66}{0,424} = 78\,300 \text{ станд. кал/час.}$$

Коэффициент подачи (фиг. 45) $\lambda_{a1} = 0,75.$

Адиабатический к. п. д. $\eta_{a1} = 0,75.$

Давление трения $p_{тр} = 0,9 \text{ кг/см}^2.$

Часовой объем машины высокого давления

$$V_{h1} = \frac{G_1 \cdot v_{01}''}{\lambda_{a1}} = \frac{250 \cdot 0,509}{0,75} = 169,6 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Индикаторная мощность

$$N_{i1} = \frac{G_1 \cdot A L_1}{632 \cdot \eta_{a1}} = \frac{250 \cdot 54,6}{632 \cdot 0,75} = 28,8 \text{ и. л. с.}$$

Работа трения

$$N_{тр1} = \frac{V_{h1} \cdot p_{тр}}{27} = \frac{169,6 \cdot 0,9}{27} = 5,65 \text{ л. с.}$$

Мощность на валу компрессора

$$N_{a1} = 28,8 + 5,65 = 34,5 \text{ л. с.}$$

Таким же образом подсчитываем для двухступенчатого сжатия, осуществляемого путем компаундирования двух машин типа ВП.

а) Для машины низкого давления

$$G_2 = \frac{Q_{02}}{q_{02}} = \frac{Q_{02}}{i_{02} - i_{01}} = \frac{117000}{309,5} = 379 \text{ кг.}$$

При

$$\frac{p_{r1}}{p_{02}} = \frac{2,41}{1,32} = 1,825 \quad \lambda_{a2} = 0,81 \cdot \frac{0,9}{0,86} = 0,85$$

$$\eta_{a2} = 0,83 \cdot \frac{0,9}{0,86} = 0,87.$$

Часовой объем

$$V_{h2} = \frac{G_{a2} \cdot V_0''}{\lambda_{a2}} = \frac{379 \cdot 0,894}{0,85} = 398 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Индикаторная мощность

$$N_{i2} = \frac{G_2 \cdot A L_2}{632 \cdot \eta_{a2}} = \frac{G_2 (i_s - i_{02}'')}{632 \cdot \eta_{a2}} = \frac{379 (354,2 - 336,3)}{632 \cdot 0,87} = \frac{379 \cdot 17,9}{632 \cdot 0,87} = 12,3 \text{ и. л. с.}$$

Давление трения $p_{тр} = 0,65 \text{ кг/см}^2$.

Работа трения

$$N_{тр2} = \frac{p_{тр} \cdot V_{h2}}{27} = \frac{0,65 \cdot 398}{27} = 9,6 \text{ л. с.}$$

Мощность на валу компрессора $N_a = 12,3 + 9,6 = 21,9 \text{ л. с.}$

б) Для машины высокого давления:

Общее количество сжимаемого в машине высокого давления пара с учетом расхода жидкого аммиака на промежуточное охлаждение согласно уравнению (9) составит

$$G = \frac{Q_{01}}{(i_{01}'' - i_u')} + \frac{Q_{02} (i_s - i_{01}')}{(i_{02}'' - i_{01}') (i_{01}'' - i_u')} = \frac{50300}{(320,7 - 71,4)} + \frac{117000 (354,2 - 26,8)}{(336,2 - 26,8) (340,7 - 71,4)} = 648 \text{ кг}$$

при

$$\frac{p}{p_{01}} = \frac{11,9}{2,41} = 4,95,$$

$$\lambda_{a1} = 0,81 \quad \text{и} \quad \eta_{a1} = 0,83.$$

Часовой объем

$$V_{h1} = \frac{G \cdot v_{01}''}{\lambda_{a1}} = \frac{648 \cdot 0,509}{0,81} = 407 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Индикаторная мощность

$$N_{i1} = \frac{G \cdot A L_1}{632 \cdot \eta_{a1}} = \frac{G (i_R - i_{01}')}{632 \cdot \eta_{a1}} = \frac{648 (395,3 - 340,7)}{632 \cdot 0,83} = \frac{648 \cdot 54,6}{632 \cdot 0,83} = 87,4 \text{ и. л. с.}$$

Давление трения $p_{тр} = 0,65 \text{ кг/см}^2$.

Работа трения

$$\dot{N}_{тр1} = \frac{p_{тр} \cdot V_{h1}}{24} = \frac{0,65 \cdot 407}{27} = 9,8 \text{ л. с.}$$

Мощность на валу компрессора $N_e = 67,4 + 9,8 = 77,2 \text{ э. л. с.}$

ТАБЛИЦА 15
Сопоставление результатов

Ц и к л	Ворхис	Раздель- ное сжатие	Двухступенчатое сжатие с полным промежуточным охлаждением
Индик. мощность N_i в э. л. с.	96,5	92,0	79,7
Работа трения $N_{тр}$ в л. с.	12,1	17,4	19,4
Эффективная мощность N_e в л. с.	107,4	109,4	99,1
Относительная затрата мощности в теоретическом процессе	1,054	1	0,95
Относительная затрата мощности в действительном процессе	1,048	1	0,866
Относительная затрата эффективной мощности на валу компрессоров	0,985	1	0,905

Наибольшее применение цикл Ворхиса получил в Америке для производства льда; низкое давление служит для охлаждения рассола ледогенераторов, высокое — для предварительного охлаждения воды, поступающей в ледовые формы. Отметим еще один фактор, имеющий значение в эксплуатации, — конечную температуру сжатия. Последняя в нашем примере оказывается:

для сжатия простого от p_{02} до p $t_E = 132^\circ \text{Ц}$;

при сжатии „мультипл-эффект“ $t_F = 128^\circ \text{Ц}$ (при $t_B = +5^\circ \text{Ц}$);

при сжатии в ступени высокого давления от p_{01} до p $t_E = 98^\circ \text{Ц}$.

В американской литературе имеются указания, что в компрессоре „мультипл-эффект“ в действительности получается более значительное понижение температуры конца сжатия, чем в простой машине. Коэффициент подачи для пара высокого давления также, повидимому, выше, чем для простой машины в пределах давлений p_{01} и p .

§ 6. Процесс Ворхиса в углекислотной машине.

Цикл Ворхиса в углекислотной машине есть тот же цикл Виндгаузена с той лишь разницей, что все сжатие осуществляется в одном цилиндре или в одной полости цилиндра по способу „мультипл-эффект“. Английские заводы, строящие эти машины (главным образом для судово-рефрижераторов), избегают использования углекислоты в отдельном испарителе с более высокой температурой рассола, а также избегают всякого дальнейшего усложнения установки. Каждый компрессор (одно- или многоцилиндровый) связан со своим испарителем и со своим ресивером „мультипл-эффект“, причем последний делается предпочтительно с поплавковым автоматическим регулирующим вентилем низкого давления (фиг. 67), обеспечивающим поступление сухих паров в компрессор через щели Ворхиса.

Поскольку в таком процессе $s = 0$, уравнение (46) дает

$$x_1 = \frac{y}{1+y}, \quad (69)$$

где x_1 — паросодержание в точке H , которое при высоких температурах в углекислотных конденсаторах получается довольно значительным.

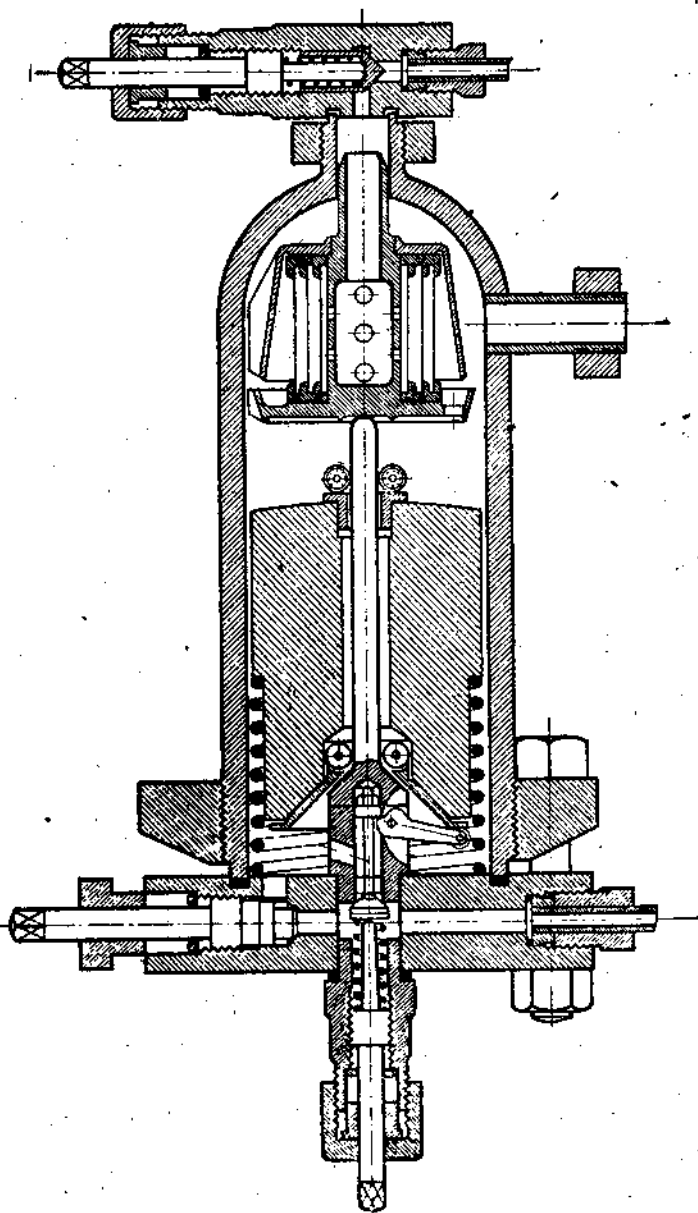
При заданных давлениях испарения и конденсации компрессор „мультитип-эффект“ может забрать тем меньшее количество пара y на 1 кг пара низкого давления, чем ниже P_{01} . С другой стороны,

$$y = \frac{x_1}{1 - x_1}, \quad (70)$$

т. е. возрастает с увеличением x_1 , причем x_1 растет при понижении P_{01} . Поэтому при заданных значениях t_0 , t и t_u , при отсутствии вредного пространства и при всасывании сухих насыщенных паров CO_2 (как высокого, так и низкого давления) P_{01} может иметь лишь одно определенное значение. Способ нахождения его мы дадим ниже.

При анализе экономичности процесса Ворхиса в углекислотной машине, благодаря тому что весь холод производится при низкой температуре t_{02} , его приходится сравнивать с простой машиной, работающей при одной температуре испарения t_{02} , поэтому введение цикла Ворхиса в углекислотной машине дает относительно большие преимущества, чем в машине аммиачной, где его приходится сравнивать благодаря наличию $Q_{01} \neq 0$ с раздельным или двухступенчатым сжатием.

Проиллюстрируем примером расчет процесса Ворхиса в углекислотной машине и, в частности, способ нахождения t_{01} .



Фиг. 67. CO_2 -ресивер с автоматическим поплавковым регулирующим вентилем и.д. (Сигерс).

Пример 1. Определить холодопроизводительность и расход энергии „идеального“ CO_2 -компрессора (без вредного пространства, дросселирования, теплообмена и трения) для цикла Ворхиса и простого сжатия.

Заданы:

Часовой объем	$V_h = 6 \text{ м}^3/\text{час}$
Температура испарения	$t_{p2} = -20^\circ \text{ Ц}$
Температура переохлаждения	$t_u = +30^\circ \text{ Ц}$
Давление в конденсаторе	$p = 80 \text{ атм}$

Соответственно имеем по таблицам и диаграммам Планка и Куприянова $p_{02} = 20,1 \text{ атм}$, $v_{02} = 19,47 \text{ л/кг}$, $i_{02} = 156,8 \text{ кал/кг}$, $i_u = 120,6 \text{ кал/кг}$, $q_o = 36,2 \text{ кал/кг}$ (в простом процессе). Кроме того по помещенным в приложениях таблицам в простом „нормальном“ процессе имеем $q_v = 1863 \text{ кал/м}^3$ и $K = 1548 \text{ кал/л. с. ч.}$

Получаем:

Холодопроизводительность $Q_o = V_h \cdot q_o = 6 \cdot 1863 = 11178 \text{ кал/кг.}$

Индикаторную мощность $N_i = \frac{Q_o}{K} = \frac{11178}{2548} = 7,22 \text{ л. с.}$

Для цикла Вормиса зададимся сначала $t_{01} = -10^\circ \text{ Ц}$.

Тогда $p_{01} = 27 \text{ атм}$, $i_{01} = 94,1 \text{ кал/кг}$, $r_{01} = 62,5 \text{ кал/кг}$, $i_{01} = 156,6 \text{ кал/кг}$, $v_{01} = 14,19 \text{ л/кг}$.

Работа сжатия Вормиса $W = A v_{02} (P_{01} - P_{02}) = 2,3 \text{ кал/кг.}$

Энтальпия в условной точке D (фиг. 59)

$$i_D = i_{02} + W = 159,1 \text{ кал/кг.}$$

Графическим построением, согласно фиг. 60, находим $y = 0,344$.

Между тем после дросселирования от $p = 80 \text{ атм}$, $t_u = +30^\circ \text{ Ц}$ до $p_{01} = 27 \text{ атм}$ получаем паросодержание

$$x_1 = \frac{i_u - i_{01}}{r_{01}} = \frac{120,6 - 94,1}{62,5} = 0,424,$$

откуда по формуле (70)

$$y = \frac{x_1}{1 - x_1} = 0,737.$$

После дросселирования выделяется значительно больше пара ($y = 0,737$), чем может вместиться в цилиндре на 1 кг низкого давления ($y = 0,344$); равновесие может наступить лишь при более высокой P_{01} , тогда при дросселировании выделяется пара меньше, а в цилиндр вместится больше прежнего.

Зададимся $t_{01} = 0^\circ \text{ Ц}$, тогда $p_{01} = 35,6 \text{ атм}$, $i_{01} = 100,0 \text{ кал/кг}$, $r_{01} = 56,1 \text{ кал/кг}$, $i_{01} = 156,1 \text{ кал/кг}$, $v_{01} = 10,35 \text{ л/кг}$.

Работа сжатия Вормиса

$$W = A v_{02} (P_{01} - P_{02}) = 7,1 \text{ кал/кг.}$$

Энтальпия в условной точке D (фиг. 59)

$$i_D = i_{02} + W = 163,2 \text{ кал/кг.}$$

Графическим построением, аналогичным фиг. 60, находим $y = 0,715$.

Между тем, после дросселирования от $p = 80 \text{ атм}$, $t_u = +30^\circ \text{ Ц}$ до $p_{01} = 35,6 \text{ атм}$, получаем паросодержание

$$x_1 = \frac{i_u - i_{01}}{r_{01}} = \frac{120,6 - 100,0}{56,1} = 0,367,$$

откуда по формуле (70)

$$y = \frac{x_1}{1 - x_1} = 0,58.$$

На этот раз после дросселирования на 1 кг пара низкого давления выделяется меньше пара высокого давления ($y = 0,58$), чем может вместить компрессор ($y = 0,715$), следовательно истинное $p_{01} < 35,6 \text{ атм}$.

Принимая между $t_{01} = 0^\circ \text{Ц}$ и $t_{01} = -10^\circ \text{Ц}$ линейные зависимости $y = f(p_{01})$ п. фиг. 59 и $y = f(p_{01})$ по формуле (70), получим графически (фиг. 68) $y = 0,62$ и $p_{01} = 33,4 \text{ ата}$, чему соответствуют

$$t_{01} = -1,3^\circ \text{Ц}, \quad i_{01} = 99,2 \text{ кал/кг}, \quad i_{01}'' = 156,2 \text{ кал/кг}.$$

Дальнейший расчет нам дает:

Работа сжатия Ворхиса $W = A v_{02}'' (P_{01} - P_{02}) = 6 \text{ кал/кг н. д.}$

Энтальпия после смешения [по формуле 53] $i_B = i_{01}'' + \frac{i_{02}'' - i_{01}'' + W}{1 + y} = 160,2 \text{ кал/кг}.$

Энтальпия после сжатия высокого давления $i_F = 169,8 \text{ кал/кг}.$

Работа сжатия высокого давления $A \mathcal{E}_{s, \theta} = (1 + y)(i_F - i_B) = 15,5 \text{ кал/кг н. д.}$

Полная работа сжатия $A \mathcal{E} = A \mathcal{E}_{s, \theta} + W = 21,5 \text{ кал/кг н. д.}$

Холодопроизводительность на 1 кг н. д. $q_{02} = i_{02}'' - i_{01} = 57,6 \text{ кал/кг н. д.}$

Объемная холодопроизводительность $q_v = \frac{q_{02}}{v_{02}} = 2960 \text{ кал/м}^3.$

Удельная холодопроизводительность $K_{теор} = 632 \frac{q_{02}}{A \mathcal{E}} = 1690 \text{ кал/л. с. ч.}$

Удельная холодопроизводительность по сравнению с простым циклом 109,3%

Холодопроизводительность $Q_0 = V_h \cdot q_v = 17760 \text{ кал/час.}$

Холодопроизводительность по сравнению с простым циклом 158,8%

Потребляемая мощность $N_t = \frac{Q_0}{K_{теор}} = 10,5 \text{ л. с.}$

Потребляемая мощность по сравнению с простым циклом 145,6%

Пример 2. Рассчитать машину примера I в условиях действительного процесса со следующими данными:

Вредное пространство $c = 5\%$.

Доли хода, занимаемая щелями $s_0 = 4\%$.

Индикаторный к. п. д. при $t_{02} = -20^\circ \text{Ц}$, $t_{01} = +30^\circ \text{Ц}$ ($p = 80 \text{ ата}$) по опытам Лэмба $\eta_i = 0,7$.

Работа трения по опытам Лэмба $N_{тр} = 1,5 \text{ л. с.}$

Коэффициенты подачи для условий, соответствующих $t_{01} = +30^\circ \text{Ц}$ ($p = 80 \text{ ата}$) Лэмбом, получены следующие:

при $t_0 = -20^\circ \text{Ц}$, $\lambda_0 = 0,55$;

при $t_0 = -10^\circ \text{Ц}$, $\lambda_0 = 0,67$;

при $t_0 = 0^\circ \text{Ц}$, $\lambda_0 = 0,78$.

Тогда для простого цикла:

Действительная холодопроизводительность $Q_0 = V_h \cdot q_v \cdot \eta_i = 6160 \text{ кал/час.}$

Индикаторная удельная холодопроизводительность $K = K_{теор} \cdot \eta_i = 1097 \text{ кал/л. с. ч.}$

Потребляемая индикаторная мощность $N_t = \frac{Q_0}{K} = 5,6 \text{ л. с.}$

Потребляемая эффективная мощность $N_e = N_t + N_{тр} = 7,1 \text{ л. с.}$

Эффективная удельная холодопроизводительность $K_{эфф} = \frac{Q_0}{N_e} = 790 \text{ кал/л. с. ч.}$

Для цикла Ворхиса:

Коэффициент подачи для пара низкого давления $\lambda_{01} = \lambda_0 (1 - s_0) = 0,527$.

Коэффициент подачи для пара высокого давления при $t_{01} = -10^\circ \text{Ц}$

$\lambda_{01} = \lambda_0 (1 - s_0 + c) = 0,677$

Коэффициент подачи для пара высокого давления при $t_{01} = 0^\circ \text{Ц}$

$\lambda_{01} = \lambda_0 (1 - s_0 + c) = 0,788$

Вмещаемое цилиндром количество пара высокого давления на 1 кг пара низкого давления

$$y_{действ} = y_{теор} \frac{\lambda_{01}}{\lambda_{02}};$$

при

$$\begin{aligned} t_{01} = -10^\circ \text{Ц} & \quad y_{действ} = 0,443, \\ t_{01} = 0^\circ \text{Ц} & \quad y_{действ} = 1,07. \end{aligned}$$

Найдя эти значения на фиг. 68 (пунктиром), получаем $y = 0,68$ и $p_{01} = 30,3 \text{ ата}$ и соответственно $t_{01} = -6^\circ \text{Ц}$, $i_{01} = 96,3 \text{ кал/кг}$ и $i_{01}'' = 156,4 \text{ кал/кг}$

Работа сжатия Ворхиса $W = A v_{02}'' (P_{01} - P_{02}) = 4,65 \text{ кал/кг н. д.}$

Энтальпия после смешения по формуле (53) $i_B = i_{01} + \frac{i_{02} - i_{01} + W}{1 + y} = 159,4 \text{ кал/кг.}$	
Энтальпия в конце сжатия в. д. $i_B = 170 \text{ кал/кг.}$	
Работа сжатия в. д. $A_{\text{с.д.}} = (1 + y)(i_B - i_{01}) = 17,8 \text{ кал/кг н. д.}$	
Полная работа сжатия $A_{\Sigma} = A_{\text{с.д.}} + W = 22,45 \text{ кал/кг н. д.}$	
Холодопроизводительность на 1 кг н. д. $q_{02} = i_{02} - i_{01} = 60,5 \text{ кал/кг.}$	
Теоретическая объемная холодопроизводительность $q_v = \frac{q_{02}}{v_{02}} = 3110 \text{ кал/м}^3.$	
ком.	Теоретическая объемная холодопроизводительность по сравнению с простым циклом 167%.
	Действительная объемная холодопроизводительность $q_v = q_v' \cdot \eta_{\text{об}} = 1637 \text{ кал/м}^3.$
Теоретическая удельная холодопроизводительность $K_{\text{теор}} = 632 \frac{q_{02}}{A_{\Sigma}} = 1705 \text{ кал/л. с. ч.}$	
ком.	Теоретическая удельная холодопроизводительность по сравнению с простым циклом 104%.
	Действительная удельная холодопроизводительность $K = K_{\text{теор}} \eta_{\text{уд}} = 1205 \text{ кал л. с. ч.}$
ком.	Действительная удельная холодопроизводительность по сравнению с простым циклом 110%.
	Холодопроизводительность $Q_0 = V_h \cdot q_v = 9830 \text{ кал/час.}$
Холодопроизводительность по сравнению с простым циклом 109,5%.	
Потребляемая индикаторная мощность $N_i = \frac{Q_0}{K} = 8,15 \text{ л. с.}$	
Потребляемая индикаторная мощность по сравнению с простым циклом 14 %.	
Потребляемая эффективная мощность $N_e = N_i + N_{\text{тр}} = 9,65 \text{ л. с.}$	
Потребляемая эффективная мощность по сравнению с простым циклом 136%.	
Эффективная удельная холодопроизводительность . . . $K_{\text{эфф}} = \frac{Q_0}{N_e} = 1018 \text{ кал/л. с. ч.}$	
ком.	Эффективная удельная холодопроизводительность по сравнению с простым циклом 129%.
	Завод Холл дает следующие значения температур насыщения в ресивере в зависимости от температур испарения низкого давления и давления в конденсаторе:

ТАБЛИЦА 16
Значения t_{01} в цикле ВОРХИСА для CO_2^1

$p \text{ атм}$	60	65	75	85	95
$t \text{ } ^\circ\text{Ц}$ ($t_{\text{ш}}$) $^\circ\text{Ц}$	22,6 (17,6)	26 (21)	31 (26)	(37) (32)	(43) (38)
$t_{02} = -30^\circ$	-20	-18	-15	-12	-10
$t_{02} = -20^\circ$	-12	-10	-8	-5	-3
$t_{02} = -10^\circ$	-4	-2	0	+2	+5
$t_{02} = -0^\circ$	+3	+5	+7	+9	+11

Применение цикла ВОРХИСА практически имеет особое значение для судовых углекислотных установок, которым при плавании в Черном, Средиземном и тропических морях приходится иметь дело с очень высокими температурами охлаждающей воды. Машина „мультипл-эффект“ имеет не только большую холодопроизводительность на единицу объема цилиндра, но и ослабляет понижение холодопроизводительности углекислотной машины при повышении температуры охлаждающей воды; как уже отмечалось выше, цикл ВОРХИСА вследствие увеличения нагрузки цилиндра дает относительное уменьшение работы трения. Для углекислотной машины он, кроме того, дает следующие преимущества:

* 1 Поставленные в скобках значения ($t_{\text{ш}}$) и $t (> 31^\circ \text{ Ц})$ являются в известной мере условными, так как не точно зависят от p .

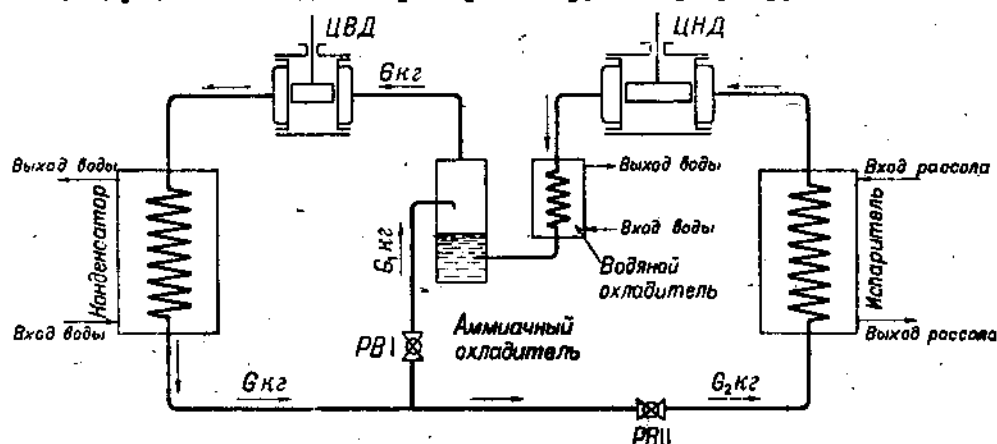
а) Возможность держать в конденсаторе меньшее давление, чем в обычной машине, не опасаясь пропуска несконденсированного пара в испаритель, что уменьшает работу сжатия.

б) Улучшение теплопередачи в испарителе, вследствие того что пар, образовавшийся при дросселировании в первом регулирующем вентиле, отводится непосредственно в компрессор и потому не нагружает бесполезно охлаждающей поверхности испарителя.

§ 7. Варианты практического осуществления схем двухступенчатого сжатия и процесса Ворхиса.

Наряду с рассмотренной нами в § 2 схемой нормального теоретического процесса двухступенчатого сжатия и регулирования, в практике, ввиду большого разнообразия технических задач, которые приходится разрешать, приходится встречаться с большим разнообразием схем осуществления двухступенчатого сжатия и их комбинаций с процессом Ворхиса.

На фиг. 69 представлена простейшая схема осуществления двухступенчатого сжатия без двухступенчатого регулирования. Холодильный агент, идущий из конденсатора, дросселируется регулирующим вентилем



Фиг. 69. Схема осуществления двухступенчатого сжатия без двухступенчатого регулирования.

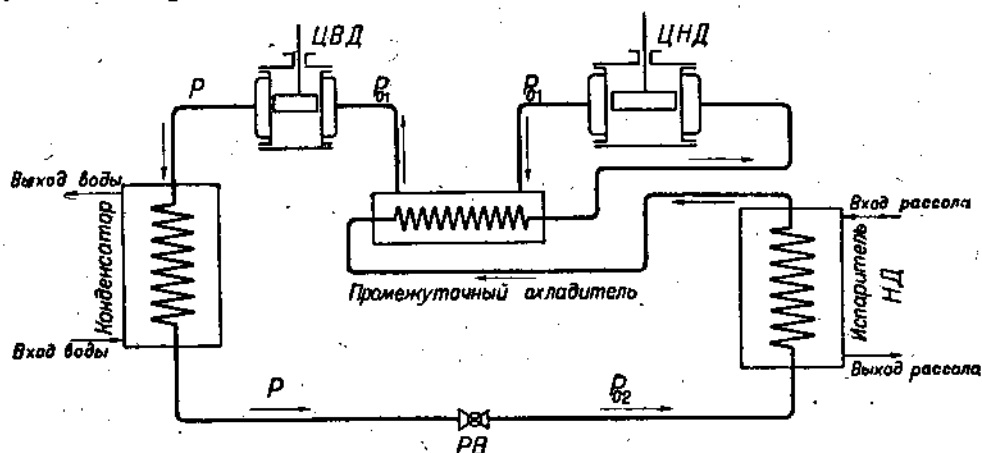
РВ II сразу с давления P до давления P_{02} . После сжатия в ц. н. д. до промежуточного давления P_{01} , перегретые пары охлаждаются сначала водой в промежуточном водяном охладителе, а затем — в аммиачном охладителе за счет испарения при промежуточном давлении P_{01} аммиака, поступающего в охладитель через РВ I.

На фиг. 70 представлена схема осуществления двухступенчатого сжатия американской фирмы Ингерсолл-Ранд также без двухступенчатого регулирования. В этом случае промежуточное охлаждение паров осуществляется в особом охладителе за счет осушения или перегрева паров, идущих из испарителя низкого давления. Теоретически этот процесс является менее выгодным, чем в схеме фиг. 69, так как охлаждение производится за счет более дорогого холода, получаемого при низкой температуре испарения.

На фиг. 71 представлена схема осуществления двухступенчатого сжатия с двухступенчатым регулированием американского завода Вильтер.

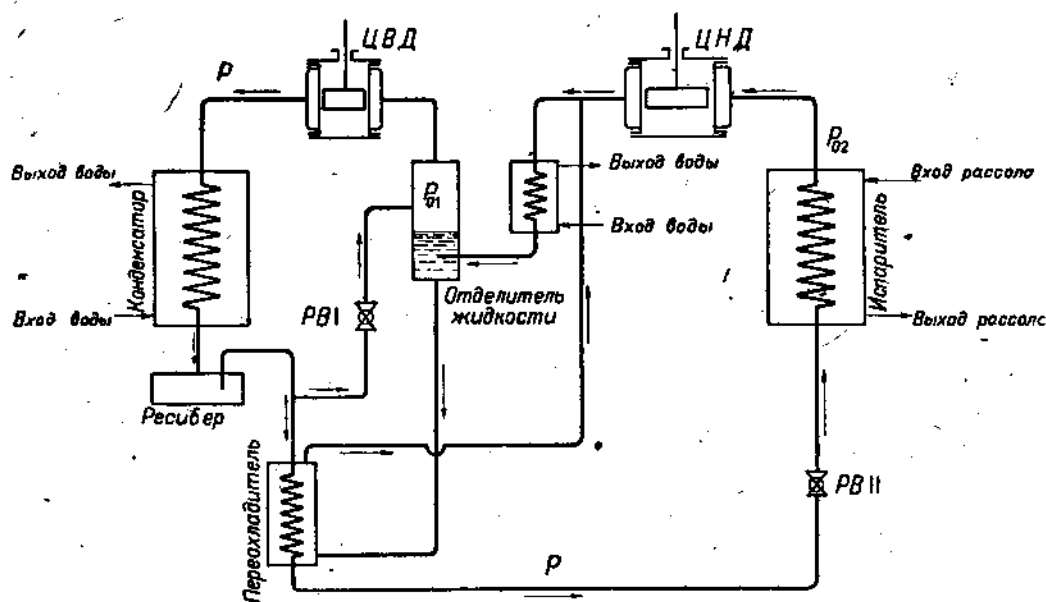
Жидкий аммиак по выходе из ресивера переохлаждается за счет испарения жидкости промежуточного давления P_{01} . Жидкий аммиак после дросселирования в РВ I поступает в отделитель жидкости с приме-

жидким давлением P_{01} ; пары аммиака, образовавшиеся при дросселировании, отсасываются из отделителя жидкости в ц. в. д., а жидкий аммиак частью расходуется на отнятие остаточного перегрева паров, поступающих через водяной охладитель из ц. н. д., частью же использу-



Фиг. 70. Схема осуществления двухступенчатого сжатия зав. Ингерсолл-Рэнд без двухступенчатого регулирования.

ется на переохлаждение жидкого аммиака перед $PВ$; образовавшиеся при переохлаждении пары отводятся в трубопровод из ц. н. д. в ц. в. д. перед водяным охладителем. В результате жидкий аммиак перед $PВ$ пе-

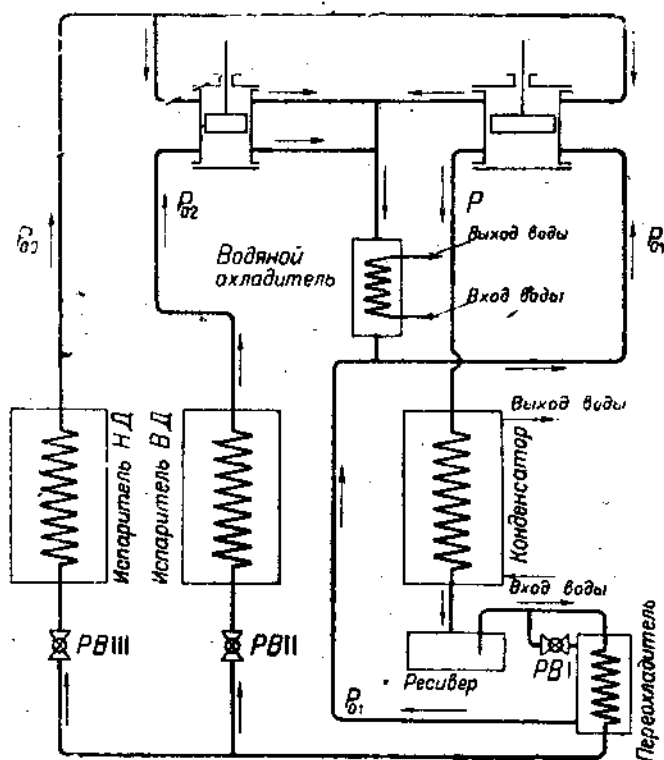


Фиг. 71. Схема осуществления двухступенчатого сжатия с двухступенчатым регулированием завода Вилтер.

реохлаждается почти до промежуточной температуры t_{01} . Того же результата можно было достигнуть, работая по обычной схеме двухступенчатого регулирования, т. е. пропустив всю жидкость через $PВ I$ в отделитель жидкости, а отделившуюся в нем жидкость, переохлажденную до промежу-

точкой температуры t_{01} , направить через P_{VII} в испаритель низкого давления.

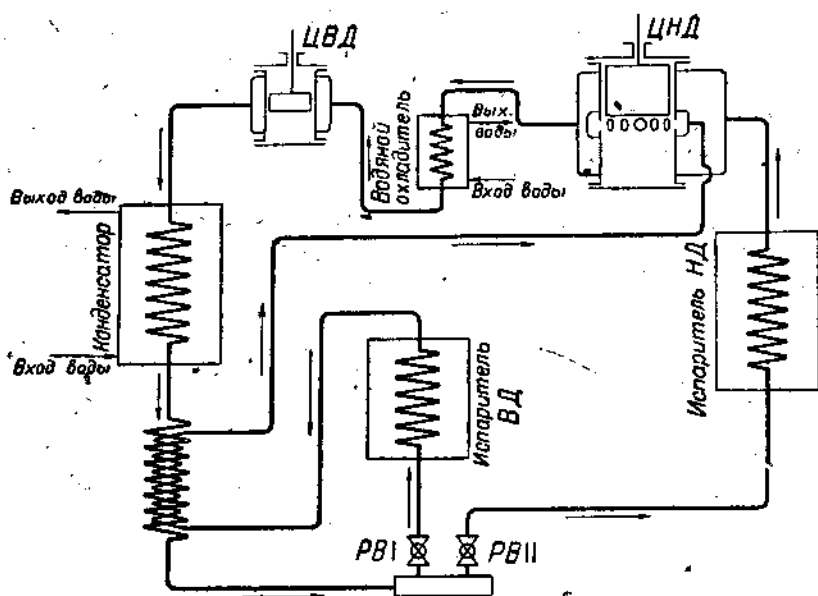
На фиг. 72 представлена схема осуществления двухступенчатого сжатия американской фирмы Йорк в двух цилиндрах с разделенными полостями всасывания в каждом цилиндре. Со стороны кривошипа в оба цилиндра поступает пар низкого давления испарения ($t_{03} = -27^{\circ}\text{Ц}$); со стороны крышки в малый цилиндр поступает пар высокого давления испарения ($t_{02} = -15^{\circ}\text{Ц}$). Нагнетательные линии трех указанных полостей цилиндра соединяются вместе, и после обычного промежуточного водяного



Фиг. 72. Схема осуществления двухступенчатого сжатия в двух цилиндрах с разделенными полостями всасывания и нагнетания (завод Йорк).

охлаждателя весь аммиак поступает в полость большого цилиндра со стороны задней крышки, где осуществляется общее сжатие до давления в конденсаторе; таким образом, полость большого цилиндра со стороны крышки является ступенью высокого давления для всего процесса.

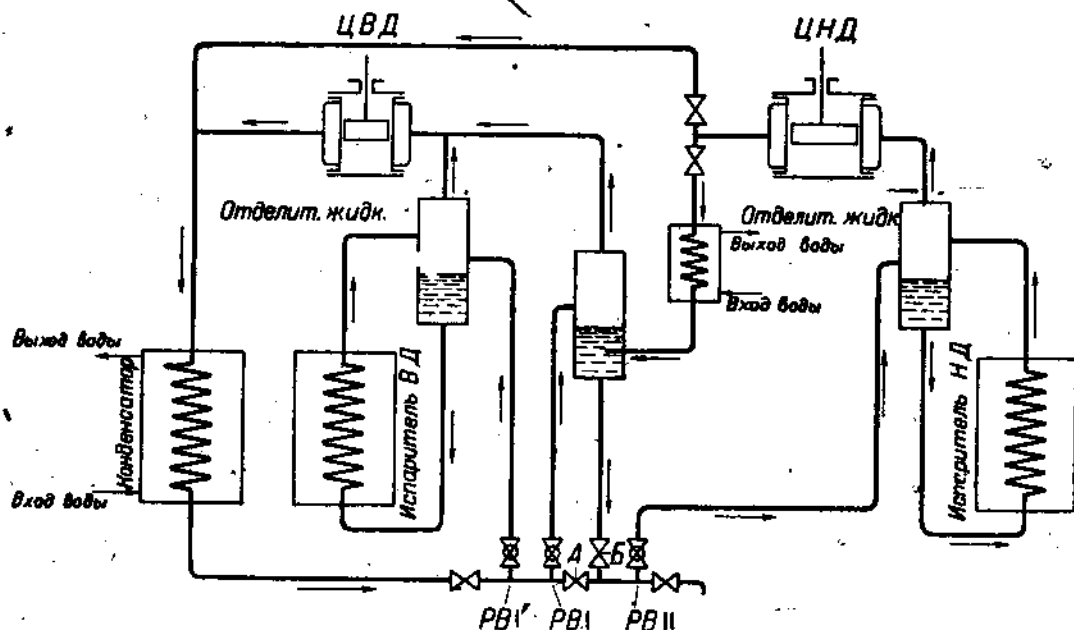
Из ступени высокого давления пар поступает в конденсатор; жидкий аммиак из ресивера проходит через переохладитель, напоминающий по конструкции так называемый „аккумулятор“. Часть аммиака ответвляется от общей массы, проходит через P_{VI} и испаряется в сосуде, охлаждая всю остальную массу аммиака, проходящего через него по змеевику. Давление в ответвленной части аммиака понижается при этом до промежуточного давления p_{01} (4,88 ата, $+2,7^{\circ}\text{Ц}$) перед второй ступенью. Образующиеся пары поступают во вторую ступень, а вся масса аммиака охлаждается почти до температуры испарения, соответствующей промежуточному давлению. По существу процесс, происходящий в аммиачном переохладителе, как и в схеме завода Вильтер, не отличается от двухступенчатого регулирования; только в данном случае тепло отдается не непосредственно,



Фиг. 73. Схема осуществления двухступенчатого сжатия в комбинации со схемой Ворхиса (завод Карбондейль).

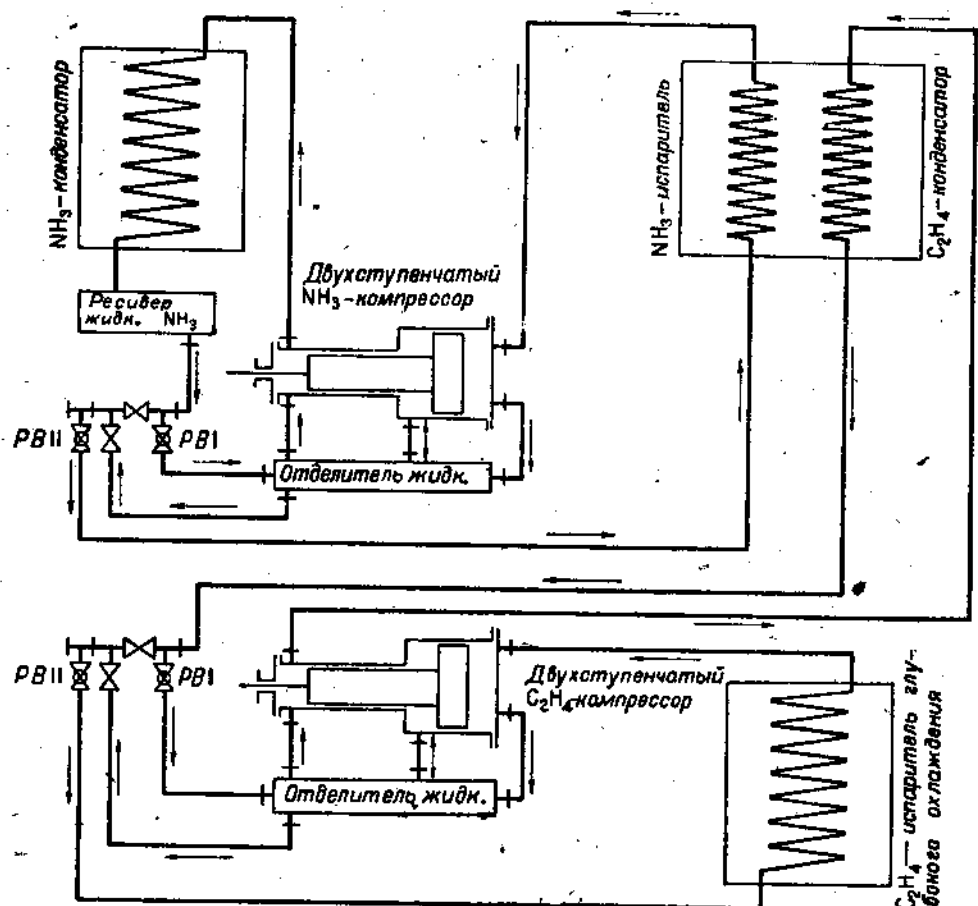
а путем теплопередачи через стенки змеевика. Такому более сложному выполнению двухступенчатого регулирования американскими фирмами отдается предпочтение, по видимому, по соображениям большей простоты регулирования из-за отсутствия в нем промежуточного отделителя с переменным и трудно контролируемым уровнем стояния жидкости в нем.

На фиг. 73 представлена схема осуществления двухступенчатого сжатия в комбинации со схемой Ворхиса, выполняемая американской фирмой



Фиг. 74. Схема осуществления двухступенчатого сжатия с возможностью переключения машин на параллельную работу.

Карбондейль¹. Аммиак по выходе из конденсатора переохлаждается в аммиачном переохладителе. Это переохлаждение осуществляется за счет осушения и частичного перегрева паров, идущих из испарителя высокого давления через *PVI*. Пары из испарителя высокого давления после прохода их через аммиачный переохладитель поступают в ц. н. д. через щели Ворхиса. Жидкий аммиак, идущий из конденсатора после переохлаждения его в аммиачном переохладителе до температуры, близкой к промежуточной температуре t_{01} , поступает в регулируемую станцию, откуда после дросселирования в *PVII* до давления p_{02} аммиак поступает в испаритель низкого



Фиг. 75. Схема глубокого охлаждения.

давления. После сжатия в ц. н. д. пары поступают через промежуточный водяной охладитель в ц. в. д.

Рассмотренная схема применяется заводом Карбондейль в ледоделательных установках. Производство льда происходит при низкой температуре испарения $t_{02} \approx -12^\circ \text{C}$ ($p_{02} = 2,7 \text{ атм}$); для охлаждения ледовой воды достаточно иметь в испарителе высокого давления $p_{01} = 3,5 \text{ атм}$ ($t_{01} = -5,4^\circ \text{C}$), которое, очевидно, не является достаточным для промежуточного давления; пар из испарителя высокого давления направляется поэтому через щели Ворхиса в ц. н. д. в конце всасывающего хода („мультипл-

¹ R. Plank, Amerikanische Kältetechnik.

эффект"). Промежуточное давление между цилиндрами составляет 5,2 *ата*, давление в конденсаторе 10,5 *ата* ($t = +26^\circ \text{Ц}$).

На фиг. 74 показана схема осуществления двухступенчатого сжатия с возможностью переключения обоих цилиндров на параллельную работу. Испаритель в. д. питается жидким аммиаком через *PBI* и отделитель жидкости Шмитца промежуточного давления; промежуточное охлаждение жидким аммиаком осуществляется через *PBI* и свой отделитель жидкости; отделяющаяся в нем жидкость согласно нормальной схемы питает испаритель низкого давления через *PBI* и свой отделитель жидкости низкого давления. При работе по системе двухступенчатого сжатия запорный вентиль *A* должен быть закрыт. В случае перехода на параллельную работу машин запорный вентиль *A* открывается, а запорный *B* и *PBI* закрываются; нагнетательный трубопровод ц. н. д. переключается при этом через обводную линию непосредственно на конденсатор.

В случае необходимости достигать наиболее низких температур охлаждения, выходящих за пределы возможного использования основных холодильных агентов вследствие их замерзания (NH_3 при $-77,9^\circ \text{Ц}$, SO_2 при -76°Ц и CO_2 при $-56,6^\circ \text{Ц}$), приходится искать решения вопроса в осуществлении двух последовательных циклов с двумя различными холодильными агентами. Если требуется, например, осуществить установку с температурой испарения холодильного агента $t_0 = -100^\circ \text{Ц}$ и температурой конденсации $t = +25^\circ \text{Ц}$, то приходится разбивать ее на две установки, работающие различными холодильными агентами. Одна из них работает с температурой конденсации -40°Ц ; другая установка, испаритель которой является конденсатором первой установки, отводит при температуре испарения аммиака -50°Ц тепло, отнятое этиленом при температуре испарения -100°Ц , вместе с теплом, эквивалентным затраченной работе в компрессоре низкой ступени. В качестве холодильного агента для низкой ступени могут найти применение: этилен C_2H_4 (температура замерзания -169°Ц), этан C_2H_6 (температура замерзания около -150°Ц), метан CH_4 (температура замерзания $-185,8^\circ \text{Ц}$), закись азота N_2O (температура замерзания -103°Ц) и другие холодильные агенты, которые при этой температуре испарения имеют достаточные давления, чтобы избежать возможности значительного засасывания воздуха в систему. Схема такой установки, осуществляющей цикл с двумя холодильными агентами, показана на фиг. 75. В каждой установке применен компрессор двухступенчатого сжатия (со ступенчатым поршнем). Два самостоятельных цикла объединяются общим аппаратом, являющимся одновременно конденсатором для цикла с низкой температурой испарения и испарителем для цикла с высокой температурой испарения.

УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ К ГЛАВЕ III

А. На русском языке

1. Вейнберг Б. С., Испытание двухступенчатого компрессора с двумя давлениями всасывания, „Холодильное дело“, № 9—10, перевод с англ., Москва 1930.
2. Остертаг П., Рабочие процессы холодильных машин. Изд. „Техника и производство“, Перев. К. А. Стряж и Н. П. Кузнецова под ред. В. Л. Сурвилло, Ленинград 1928.
3. Планк Р. П., Американская холодильная техника, перевод с немецкого, ГИТИ 1931 г.
4. Пучков П. Е., Замораживание калийной шахты № 2 в Соликамске, „Холодильное дело“, № 9—10, Москва 1930.

Б. На английском языке:

5. Brier H., Precooling by Primary Evaporation, Multiple Effect Compression, & Automatic Regulation as applied to CO_2 Refrigerating Machine. Actes du V Congrès International du Froid. Vol. 3, Sindacato Italiano Arte Grafiche, Rome 1929.

6. Daniels G. W., Multi-Pressure Systems, Ice & Cold Storage, Vol. XXXI, No. 358, London, Jan. 1928.

7. Daniels G. W., Refrigeration in the Chemical Industry, Chapman & Hall, London 1926.

8. Ferguson G., The Two-Pressure Evaporator System as made by the Apeldoornsche Maschinenfabriek voorheen Loog Landaal, Apeldoorn, Proceedings of the Fourth International Congress of Refrigeration, Vol. I, London 1924.

9. Hiller Nikolai H. The development of the Two Stage Ammonia Compression in the United States (discussion by Mr. Shipley enclosed), Proceedings of the Fourth International Congress of Refrigeration, Vol. I, London 1924.

10. Hiller N. H., Jr., A Mollier diagram for carbon dioxide and its use with regard to simple and multiple effect compression, Actes du V Congrès International du Froid, Vol. 3, Sindacato Italiano, Arte Grafiche, Rome 1929.

11. Inocuty H., Theory and Experiments on Vapour Compression Refrigerating Machine with Some Modified Cycles, Actes du V Congrès International du Froid, Vol. 3, Sindacato Italiano, Arte Grafiche, Rome 1929.

12. Lamb E. H., Liquid Precooling in the Carbonic Acid Machine, Actes du V Congrès International du Froid, Vol. 3, Sindacato Italiano, Arte Grafiche, Rome 1929.

13. Mawson Hubert, Mass circulation in CO₂-Machines, Ice & Cold Storage, Vol. XXXII, No. 377, London, Aug. 1929.

14. Sloan Harry, A Study of Multiple Effect Compression, Ice & Refrigeration, Vol. 35, No. 4, Chicago 1930.

15. Voorhees Gardner T., The Compression Refrigerating Machine Nickerson & Collins Co., Chicago 1927.

16. Wilcox F. A., Foot F. J. G., Liquid precooling in the Carbonic Acid Refrigerating Machine, Actes du V Congrès International du Froid, Vol. 3, Sindacato Italiano, Arte Grafiche, Rome 1929.

B. На немецком языке:

17. Behring Hans, Berechnung des günstigsten Zwischendruckes bei Verbundkompression für NH₃-Kältemaschinen, Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 35, Heft 6, Berlin 1928.

18. Eichmann Theophil, Die Verbund-Kaltdampf-Kompression, Sonderdruck der Schweizerischen Technischen Zeitschrift, Verlag Art. Institut Orell Füssli, Zürich 1926.

19. Heinze K., Zur festlegung eines Idealprozesses für die Kaltdampf-Verbundkompressionsmaschinen, Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 35, Heft 6, Berlin 1928.

20. Hirsch M., Die Kältemaschine, Verlag von Julius Springer, Berlin 1924.

21. Plank R., Über den Ideal-Prozess von Kältemaschinen bei Verbund-Kompression, Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 35, Heft 2, Berlin 1928.

22. Regeln für Leistungsversuche an Kältemaschinen und Kühlanlagen, nebst Erläuterungen, Tabellen, und Diagrammen. Aufgestellt vom Deutschen Kälteverein und vom Verein Deutscher Ingenieure, Verlag Gesellschaft für Kältewesen m. b. H., Berlin 1929.

23. Wagner Otto, Aus den Anwendungsgebieten mehrstufiger Kältemaschinen, Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 34, Heft 9, Berlin 1927.

КОНСТРУКЦИИ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

§ 1. Основные типы аммиачных компрессоров

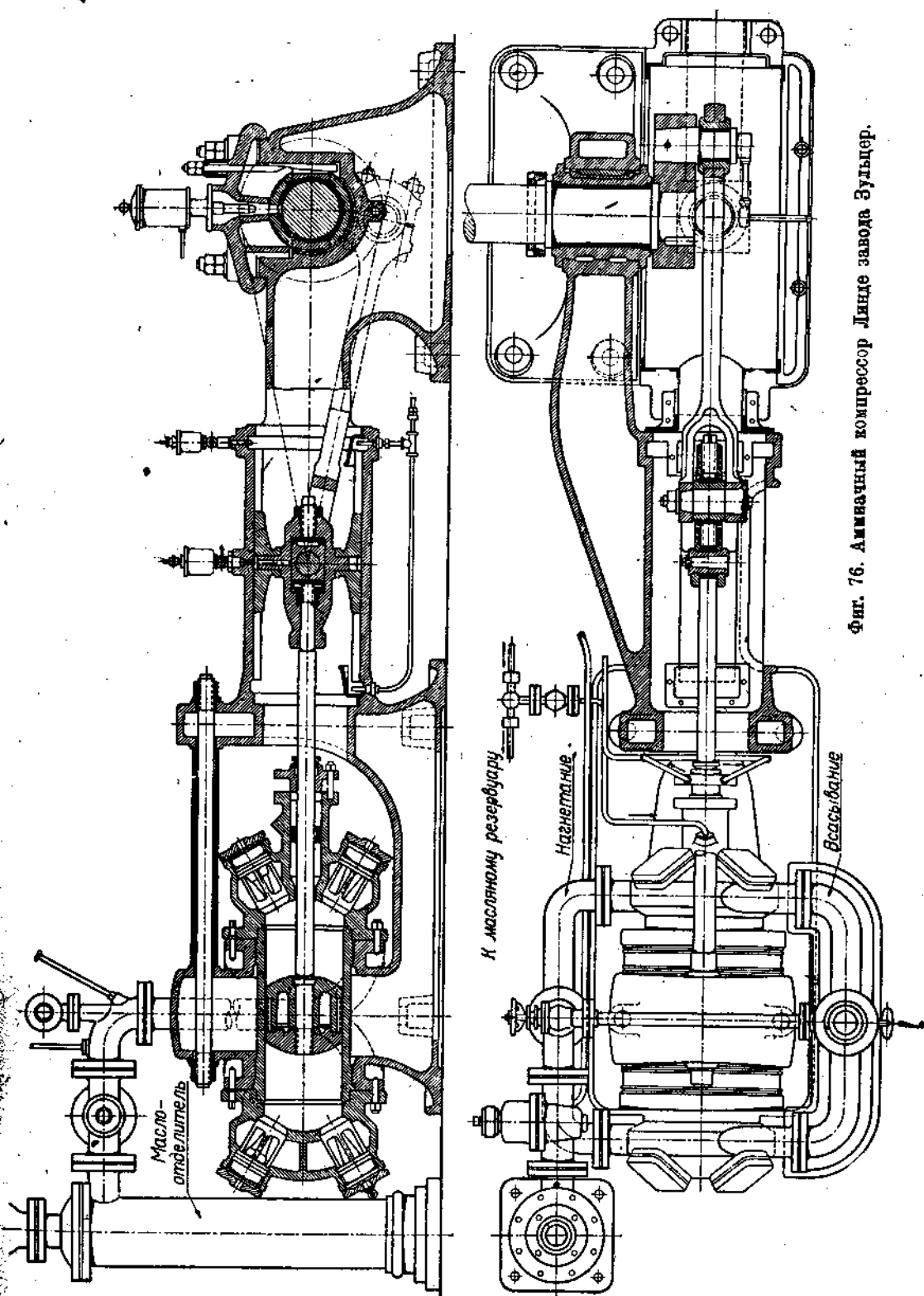
Основными типами аммиачных компрессоров являются:

- а) Горизонтальные двойного действия, тихоходные, с клапанами в сферических крышках, на основе первоначальной конструкции Линде.
- б) Горизонтальные двойного действия, быстроходные, современного типа, с клапанами в цилиндре.
- в) Вертикальные ординарного действия, тихоходные и среднеходные с сальником и крейцкопфом (старый тип).
- г) Вертикальные ординарного действия, быстроходные, прямоходные с закрытым картером (современный тип)

А. Горизонтальные машины

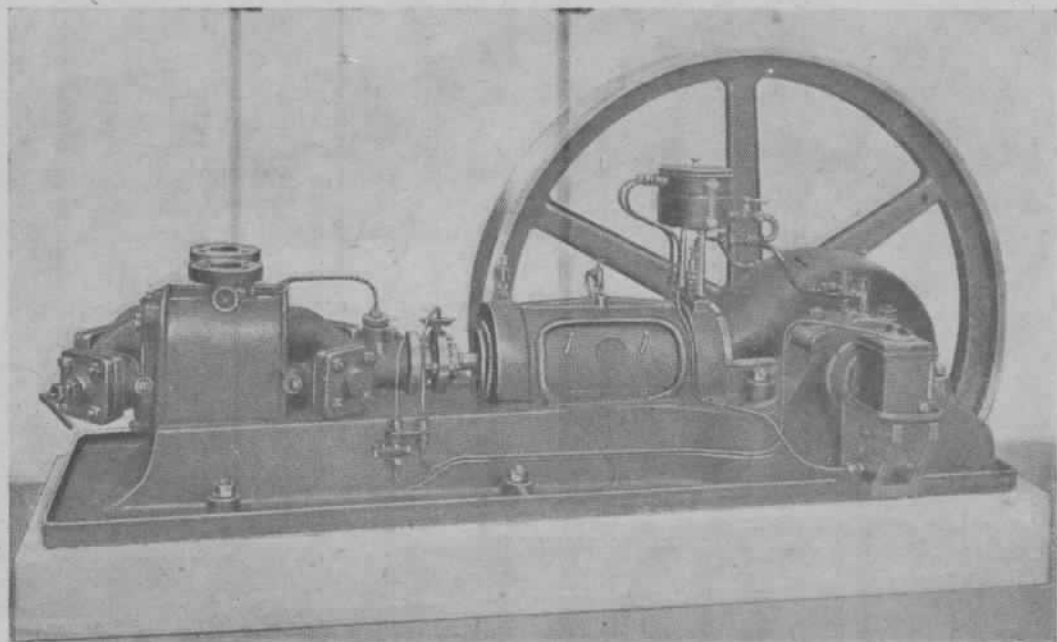
Тип горизонтального аммиачного компрессора с клапанами, расположенными в сферических крышках (фиг. 76), выполняется в подражание первоначальной конструкции Линде, приспособленной в своей основе к условиям работы влажного хода; она обеспечивала наименьший размер вредного пространства, в котором иначе при влажном ходе могло бы скопиться значительное количество жидкости и испаряться, затем в процессе обратного расширения из вредного пространства, и тем значительно уменьшать объемный коэффициент компрессора η_v ; с другой стороны, расположение нагнетательных клапанов в крышке обеспечивало наиболее прямой и легкий выход жидкости из цилиндра и тем уменьшало опасность гидравлического удара при влажном ходе.

Для достижения наилучшей центровки цилиндр выполнен в виде гильзы, вставляемой в обойму, составляющую одно целое с рамой; последняя растачивается вместе с цилиндрическими направляющими крейцкопфа с одной установки на станке. В позднейшей конструкции MAN, выполняемой также заводом „Компрессор“, цилиндр отливается вместе с передней крышкой, в которой отверстие для сальника протачивается вместе с цилиндром, а самый цилиндр устанавливается на полуцилиндрическом основании рамы. Заводы MAN пытаются удержать эту конструкцию (фиг. 77) с клапанами в крышках и для современных быстроходных машин, работающих исключительно сухим ходом, в пределах производительности 49 000—210 000 норм. *кал/час* (табл. 17). Однако определенно выраженной тенденцией современного холодильного машиностроения является переход к машинам с клапанами, расположенными в цилиндре, причем эта тенденция распространяется в одинаковой мере на большие, средние и малые модели. Достоинством этой конструкции является ее надежность в смысле исключения возможности попадания в цилиндр частей всасывающего клапана в случае его поломки. Имеющее место увеличение вредного пространства (выемки в крышках) не является



Фиг. 76. Аммиачный компрессор Линде завода Вулцер.

существенным ввиду полного перехода в настоящее время на сухой процесс. Что касается вопроса о применении охлаждающих водяных рубашек, то мы уже отмечали в гл. II, что охлаждающая рубашка оказывает положительное влияние лишь при сухом ходе компрессора. В компрессоре с клапанами в крышках, являющихся современниками влажного хода, водяные рубашки, как правило, отсутствовали. В компрессоре с клапанами в корпусе цилиндра вопрос о применении рубашек решается фирмами различно, в одних случаях от применения водяных рубашек вообще отказываются, в других случаях охлаждают только цилиндр, в третьих — цилиндр и крышки. Очевидно, что в том случае, когда одноступенчатое сжатие должно осуществляться с большим отношением давлений, применение водяной рубашки следует признать вполне целесообразным; наоборот, в



Фиг. 77. Аммиачный компрессор Линде-MAN легкой модели.

условиях работы, приближающихся к „нормальным“, когда сильного перегрева ожидать не приходится, от применения водяной рубашки можно отказаться. Одной из возможных причин отказа некоторых фирм от применения водяных рубашек была, несомненно, та, что машины двухступенчатого сжатия комбинируются ими из нормальных моделей одноступенчатого сжатия, а в двухступенчатом сжатии применение водяных рубашек отпадает. Не следует при этом упускать из вида, что при отсутствии водяных рубашек воздушная проба машины затруднена, и что кроме того, при отсутствии водяных рубашек система цилиндровой смазки должна быть соответственным образом улучшена. Если в прежних тихоходных машинах ограничивались смазкой из обыкновенной капельной масленки, устанавливаемой на сальнике, то в современных машинах смазка вводится под давлением. Смазка при этом вводится в сальник и во всасывающий патрубок, а в некоторых случаях и в самый цилиндр через обратный клапан, автоматически закрывающийся при повышении давления в цилиндре выше давления в подводящем масле трубопроводе. Последний способ является

ТАВЛИЦА 17

Горизонтальные аммиачные компрессоры заводов MAN легкой модели с выключателем рамой и клапанами в крышках (фиг. 77)

Модель	Диаметр цилиндра D мм	Ход поршня S мм	Диаметр штока d мм	Наибольшее число об/мин n	Часовой объем V _h м ³ /час	Отношение хода к диаметру S/D	Средняя скорость поршня см/сек	При "нормальных" европейских условиях				Коэффициент подачи λ	Механич. к. п. д. η _м	Диам. трубопроводов		Вес	
								Холодопроизводительность Q ₀ ккал/час	Потребляем. мощность					всас. мм	нагн. мм	махов. кг	общий кг
									N _{д.с.}	N _{з.д.с.}	N _с						
NG-220	145	220	35	240	101,6	1,52	1,76	49 000	16,0	18,6	0,715	0,86	50	50	360	1 350	
NG-260	170	260	45	220	150,3	1,53	1,91	73 000	23,7	27,6	0,723	0,86	—	—	590	2 050	
NG-300	190	300	45	200	198,4	1,58	2,0	97 000	31,3	36,4	0,726	0,86	76	65	800	2 660	
NG-350	230	350	60	180	303,4	1,52	2,1	150 000	47,8	55,6	0,735	0,86	—	—	1 130	3 700	
NG-400	260	400	60	170	421,7	1,54	2,27	210 000	66,4	77,2	0,74	0,86	100	100	1 420	4 450	

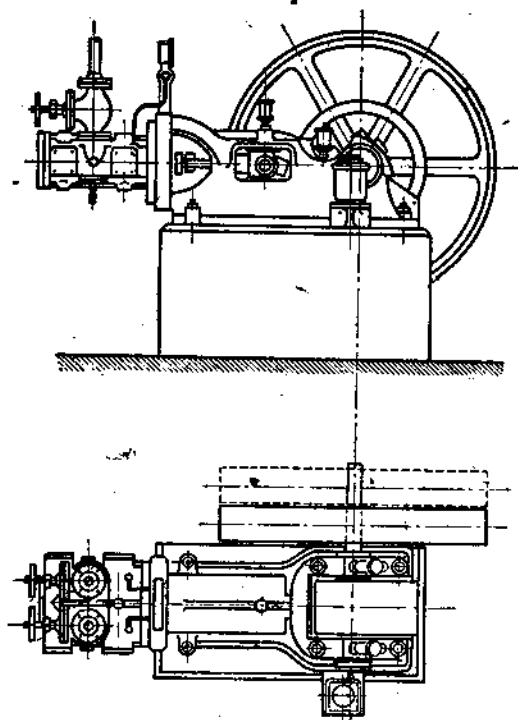
ТАВЛИЦА 18

Горизонтальные аммиачные компрессоры завода Берг с выключателем рамой (легкая модель) (фиг. 78)

Модель	Диаметр цилиндра D мм	Ход поршня S мм	Диаметр штока d мм	Наибольшее число об/мин n	Часовой объем V _h м ³ /час	Отношение хода к диаметру S/D	Средняя скорость поршня см/сек	При "нормальных" европейских условиях				Коэффициент подачи λ	Индикаторный к. п. д. η _i	Механический к. п. д. η _м	Диаметры трубопроводов		Маховик		Вес	
								Холодопроизводительность Q ₀ ккал/час	N _{д.с.}	N _{з.д.с.}	Потребляемая мощность				всасывающих мм	нагнетательных мм	Диаметр мм	Ширина мм	Маховика кг	Общий кг
7	100	130	30	300	35,0	1,3	1,3	15 000	5,1	6,5	0,635	0,580	0,78	30	30	900	120	120	550	
9	130	160	30	280	69,2	1,23	1,49	30 000	10,3	13	0,638	0,682	0,79	40	40	1 120	150	180	830	
11	160	200	40	260	117,5	1,25	1,67	50 000	16,4	20,5	0,635	0,714	0,8	50	50	1 400	170	250	1 150	
13	180	250	40	250	184,5	1,39	2,08	80 000	26,2	32	0,645	0,715	0,82	70	70	1 700	250	320	1 750	

наиболее целесообразным в случаях отказа от применения водяных рубашек. Второй причиной отказа некоторых фирм от водяных рубашек в аммиачных цилиндрах является стремление упростить отливку цилиндра, которая, при наличии водяной рубашки и прилитых к корпусу цилиндра соединительных каналов со стороны всасывания и нагнетания, является достаточно сложной. Представляет значительные затруднения, при наличии ряда стенок различной толщины, обеспечить равномерность остывания отливки и тем избежать образования случайной местной пористости, через которую аммиак обладает свойством легко диффундировать. В некоторых моделях упрощение отливки достигается разъемной конструкцией цилиндра (Зульцер).

В отношении рам следует отметить переход к закрытым кривошипным камерам (картерам), что привело к применению вильчатых рам с циркуляционной смазкой механизма движения.



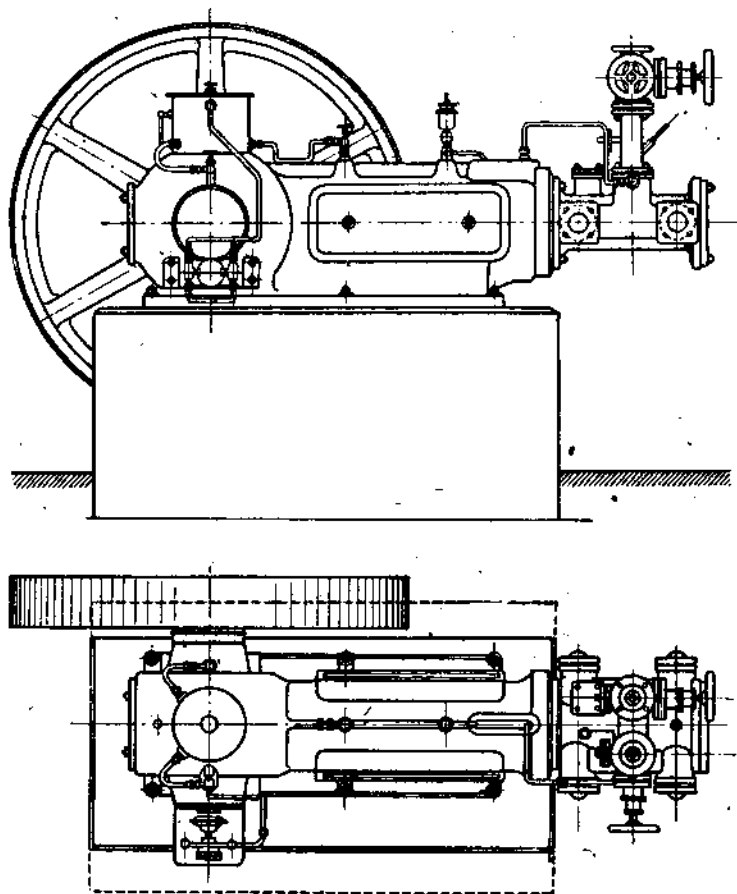
Фиг. 78. Аммиачный компрессор завода Борзиг легкой модели.

На фиг. 78 показан аммиачный компрессор завода Борзиг легкой модели производительностью 15 000–80 000 норм. кал/час (табл. 18). Отмечаются: вильчатая рама, цилиндрический крейцкопф, висячий цилиндр, центrovанный в лобовой поверхности рамы. Отливка цилиндра чрезвычайно простая, без водяной рубашки; на обоих концах его имеются горизонтальные гнезда для клапанов, соединяемые продольными каналами, прилитыми к цилиндру с обеих сторон для всасывания и нагнетания аммиака. Недостатком конструкции является горизонтальное расположение клапанов, вызывающее их скорый и односторонний износ.

Машину подобной конструкции (фиг. 79), производительностью $Q_0 = 30\,000$ норм. кал/час, выполняют заводы MAN и завод „Компрессор“ ($D = 130$ мм, $S = 180$ мм, шток $d = 35$ мм, наибольшее число оборотов $n = 260$ в минуту, часовой объем $V_h = 71.8$ м³/час.).

На фиг. 80 показан тип горизонтального аммиачного компрессора завода Борзиг, тяжелой модели (табл. 19). Рама вильчатая, направляющие для крейцкопфа цилиндрические, механизм движения совершенно закрытый. Висячий цилиндр центруется в лобовой поверхности рамы и снабжается подставкой, независимой от общей рамы. Клапаны полые шпиндельные или пластинчатые размещены радиально в корпусе цилиндра и гнезда для них отливаются заодно с цилиндром. Цилиндры отливаются как с водяной рубашкой, так и без нее; все модели тяжелого типа допускают устройство раздельных полостей всасывания и потому могут работать на две температуры испарения. Смазка рефрижераторным маслом производится непосредственно в цилиндр и в сальник и осуществляется посредством аппарата „Бош“, приводимого в движение от торца коренного вала. Смазка движения также осуществляется под давлением от насоса, приводимого в движение от конца вала.

На фиг. 81 показан аммиачный компрессор Линде (MAN) тяжелой модели (производительность 268 000—1 740 000 норм. *кал/час* (табл. 20), выполняемый в отдельных моделях также заводом „Компрессор“. Рама вильчатая, направляющие для крейцкофа цилиндрические, цилиндр центруется в лобовой поверхности рамы и, кроме того, опирается на заднюю часть основной рамы. Клапаны размещены в цилиндре радиально, причем со стороны сальника они размещены в корпусе цилиндра, а с противоположной стороны — в задней крышке цилиндра. Рабочая часть цилиндра



Фиг. 79. Аммиачный компрессор заводов MAN легкой модели.

выполнена в виде вставной цилиндрической гильзы; каналы, соединяющие полости цилиндра как всасывающие, так и нагнетательные, прилитые попарно вверх и вниз к корпусу цилиндра, причем каналы холодного и горячего аммиака расположены рядом, разделяясь чугуновой стенкой. Такое расположение каналов, несомненно, усиливает подогрев всасываемого аммиака и должно неблагоприятно отразиться на значении коэффициента подогрева η_w . Всасывающие и нагнетательные штуцеры расположены по бокам цилиндра на одинаковой высоте и потому всасывающие и нагнетательные магистрали могут быть направлены как вверх, так и вниз. К недостаткам конструкции цилиндра следует отнести невозможность осуществить в ней раздельные всасывания обеих полостей и работать одним компрессором на

ТАБЛИЦА 19

Горизонтальные аммиачные компрессоры завода Беринг с вилчатой рамой (тяжелая модель) (фиг. 80)

Модель	Диаметр цилиндра D, мм	Хол. поршня S, мм	Диаметр што-ка d, мм	Наибольшее число об/мин	Часовой объ-ем V _ч , м³/час	Отношение хол. S/D	Средняя ско-рость поршня C _{ср} , м/сек	Холодо-произв. Q ₀ , ккал/ч	При «нормальн.» ев-ропейских условиях			Коэффициент полезн. γ ₀	Индикатор-ный к. п. д. η _i	Механический к. п. д. η _м	Диаметр тру-бопроводов, мм		Маховик		Вес	
									Потребляемая мощность N _д , л.с.	N _л	N _с				Диаметр, мм	Шпри-на, мм	Маховик-ка, кг	Общий, кг		
15	200	307	50	220	242	1,5	2,2	110 000	37,4	45	0,67	0,69	0,83	70	70	2 000	300	1 100	3 700	
19	250	400	70	180	407	1,6	2,4	200 000	63,6	75	0,72	0,735	0,85	80	80	2 500	350	1 500	6 200	
23	310	450	75	175	691	1,45	2,62	350 000	107,5	125	0,74	0,76	0,86	100	100	3 000	350	2 000	7 500	
29	390	550	90	160	1 241	1,41	2,93	600 000	187	215	0,74	0,75	0,87	125	125	3 500	450	2 800	13 000	

ТАБЛИЦА 20

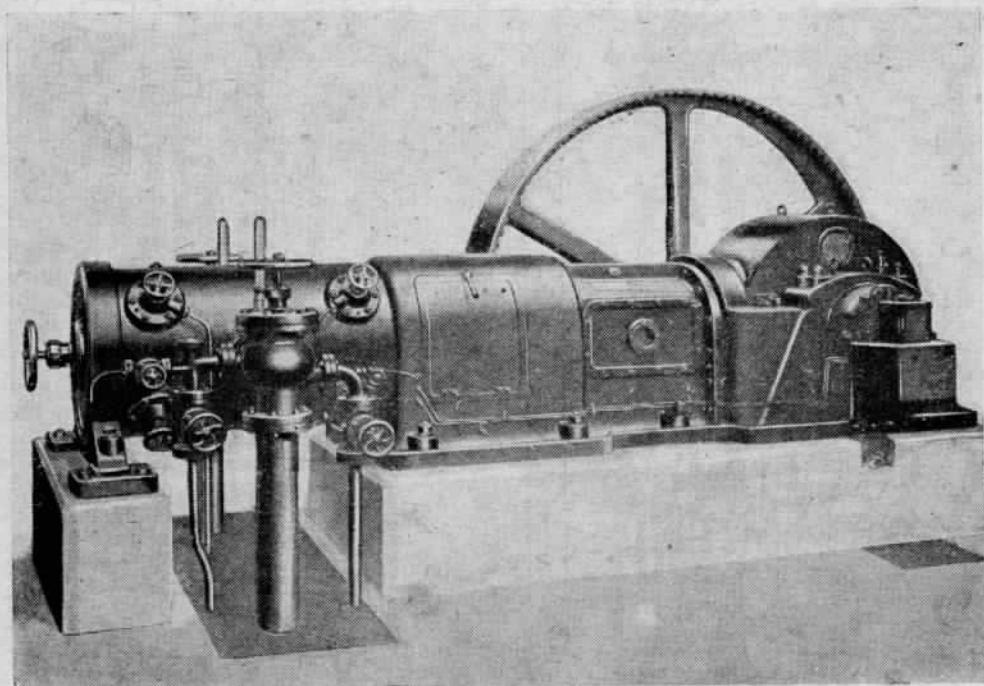
Горизонтальные аммиачные компрессоры Линде заводов MAN тяжелой модели с вилчатой рамой и клапанами в корпусе цилиндра (фиг. 81, 82)

Модель	Диаметр ци-линдра D, мм	Хол. поршня S, мм	Диаметр што-ка d, мм	Наибольшее число об/мин	Часовой объем V _ч , м³/час	Отношение хол. S/D	Средняя ско-рость поршня C _{ср} , м/сек	Холодо-произв. Q ₀ , ккал/час	При «нормальных» ев-ропейских условиях			Коэффициент полезн. °	Механический к. п. д. %	Маховик		Вес	
									Потребляем. мощность N _д , л.с.	N _л	N _с			Диаметр, мм	Шпри-на, мм	Маховик-ка, кг	Общий, кг
400	260	400	65	220	543,1	1,54	2,93	268 000	86	100	0,732	0,86	2 700	450	2 000	2 000	7 600
400-а	300	400	65	220	728,9	1,33	2,93	360 000	115	130	0,735	0,89	2 700	450	2 000	2 000	7 700
450	300	450	75	205	758	1,5	3,07	375 000	120	135	0,737	0,89	3 000	500	2 600	2 600	10 070
450-а	350	450	75	205	1 040,6	1,28	3,07	525 000	164	185	0,750	0,89	3 000	500	2 600	2 600	10 070
500	350	500	85	190	1 064,4	1,43	3,17	540 000	168	190	0,755	0,9	3 300	500	2 900	2 900	12 540
500-а	400	500	85	190	1 400,3	1,25	3,21	715 000	220	245	0,757	0,9	3 300	500	2 900	2 900	12 890
550	400	550	100	175	1 406,1	1,37	3,21	722 000	222	250	0,762	0,9	3 900	550	4 850	4 850	17 470
550-а	450	550	100	175	1 791,6	1,22	3,21	925 000	286	320	0,764	0,9	3 900	550	4 850	4 850	18 170
600	450	600	115	160	1 772,3	1,33	3,2	922 000	280	317	0,771	0,9	4 200	650	5 800	5 800	22 680
600-а	500	600	115	160	2 202,1	1,2	3,2	1 150 000	350	390	0,778	0,9	4 200	650	5 800	5 800	23 680
650	500	650	130	150	2 219,7	1,3	3,25	1 170 000	350	390	0,784	0,9	4 500	750	7 100	7 100	30 670
650-а	550	650	130	150	2 702,1	1,19	3,25	1 430 000	426	475	0,787	0,9	4 500	750	7 100	7 100	32 070
700	550	700	130	140	2 715,9	1,27	3,26	1 450 000	428	475	0,793	0,9	4 900	850	9 800	9 800	43 480
700-а	600	700	130	140	3 247	1,16	3,26	1 740 000	512	570	0,796	0,9	4 900	850	9 800	9 800	45 480

¹ № 700 и 700а выполняются с проходным штоком.

две температуры испарения. Хотя цилиндр и не имеет водяной рубашки, отливка его, однако, оказывается достаточно сложной; сальник снабжен охлаждающей водяной рубашкой. Вращающиеся массы коленчатого вала и шатуна уравновешены противовесом *G*. Смазка рефрижераторным маслом сальника и цилиндра осуществляется при помощи аппарата „Бэш“. Для смазки движения служит насос *P*, приводимый в движение от коренного вала через контрпривод *V*. Насос забирает масло из кривошипной камеры и нагнетает его в масляный сосуд *O*, снабженный фильтром, откуда системой трубок подводится к отдельным местам смазки.

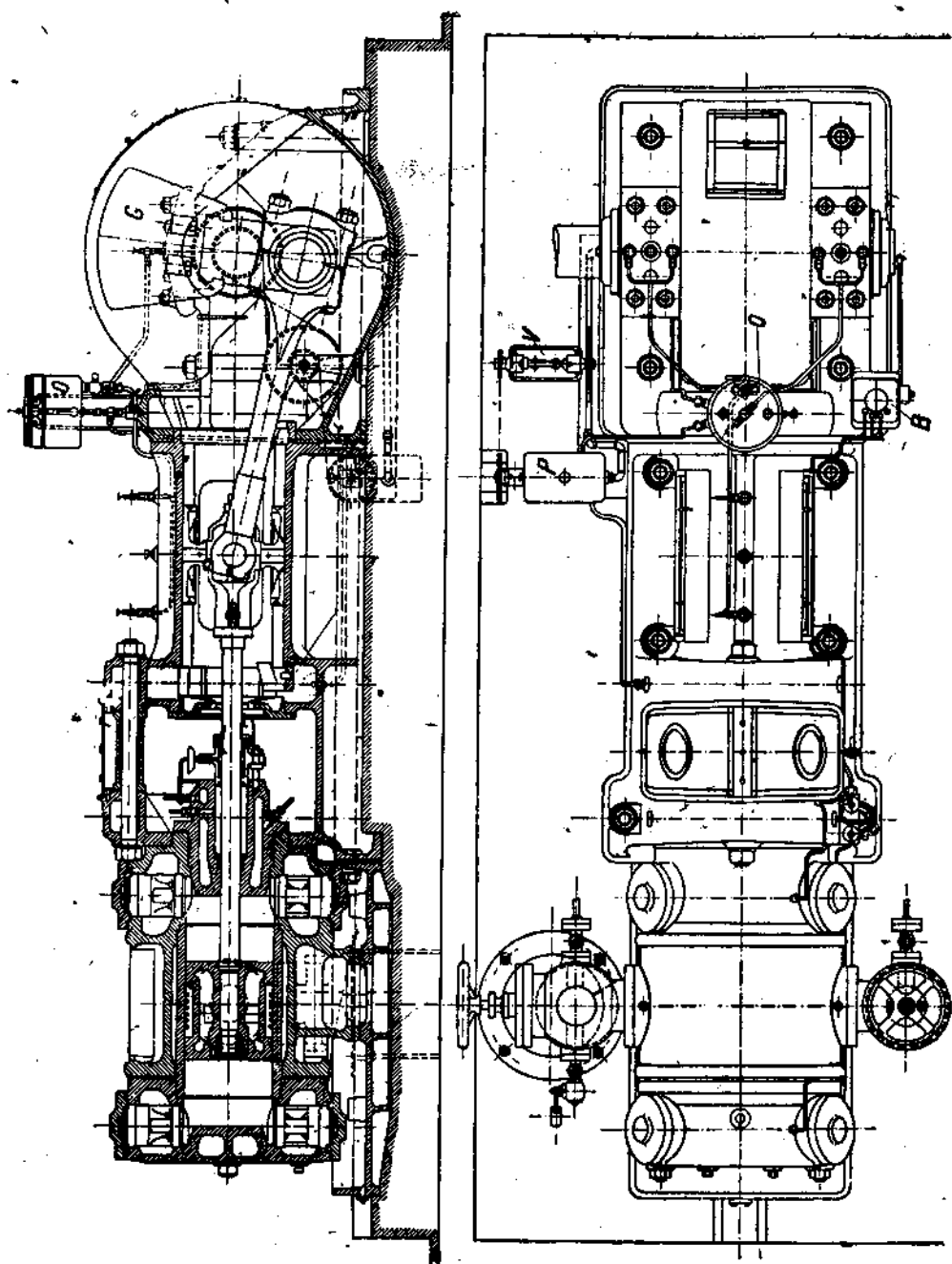
Следует отметить, что в новейших машинах выпуска 1931 г. (фиг. 82) внесены изменения в конструкцию цилиндра, а именно: каналы для холодного и горячего аммиака располагаются по бокам цилиндра и между собой не соприкасаются; клапаны как со стороны сальника, так и со сто-



Фиг. 80. Аммиачный компрессор завода Борзиг тяжелой модели.

роны задней крышки расположены в корпусе цилиндра, смазка движения под давлением; вставная гильза выброшена, длина поршня уменьшена, и цилиндр в основном подобен цилиндру Борзига.

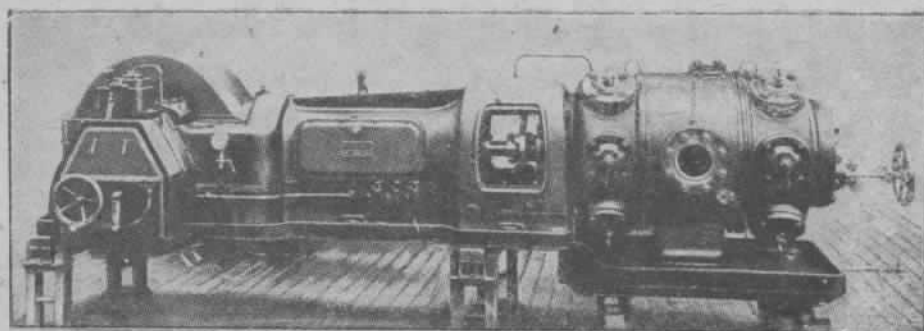
На фиг. 83 показан аммиачный компрессор новой конструкции завода Зульцер. Конструкция представляет интерес в отношении цилиндра, который в целях упрощения отливки выполняется сборным. Рабочая часть цилиндра выполнена в виде гильзы, вставленной в наружный цилиндр; образующееся между ними кольцевое пространство используется в качестве охлаждающей водяной рубашки. Клапаны размещены радиально в привертных головках цилиндра; передняя и задняя крышки цилиндра охлаждаются водой. Охлаждающая вода, пройдя через заднюю крышку, поступает затем в рубашку цилиндра и сточную воронку; к рубашке сальника имеется параллельное ответвление. Цилиндр центруется в лобовой



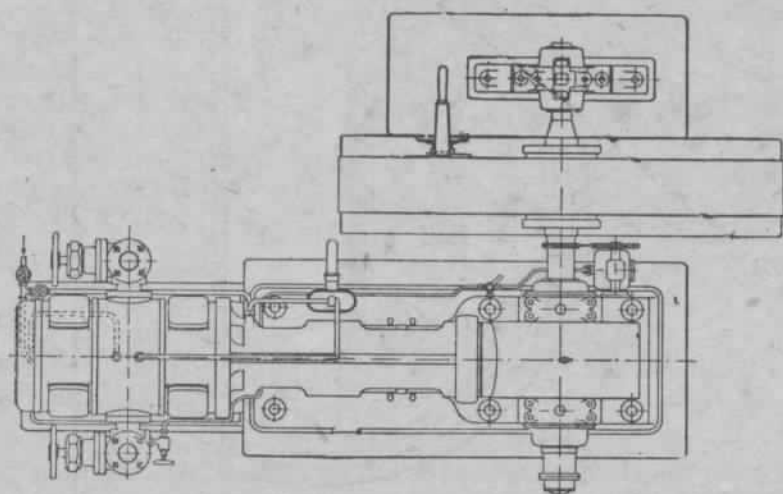
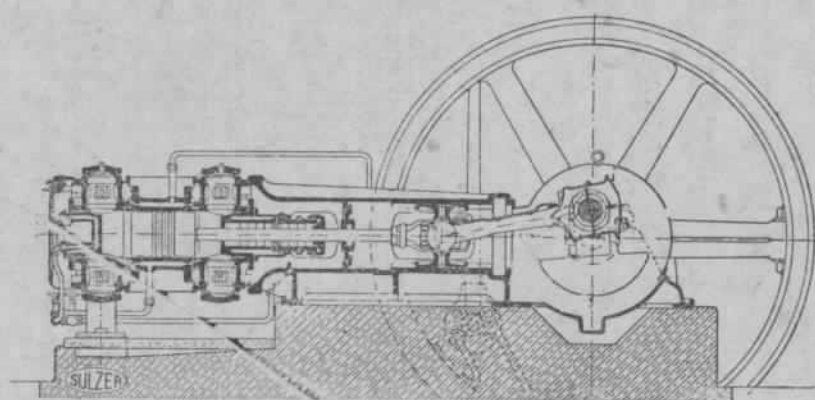
Фиг. 81. Аммиачный компрессор Линде-MAN тяжелой модели.

поверхности вильчатой рамы и, кроме того, поддерживается независимой от основной рамы подставкой. Клапаны пластинчатые.

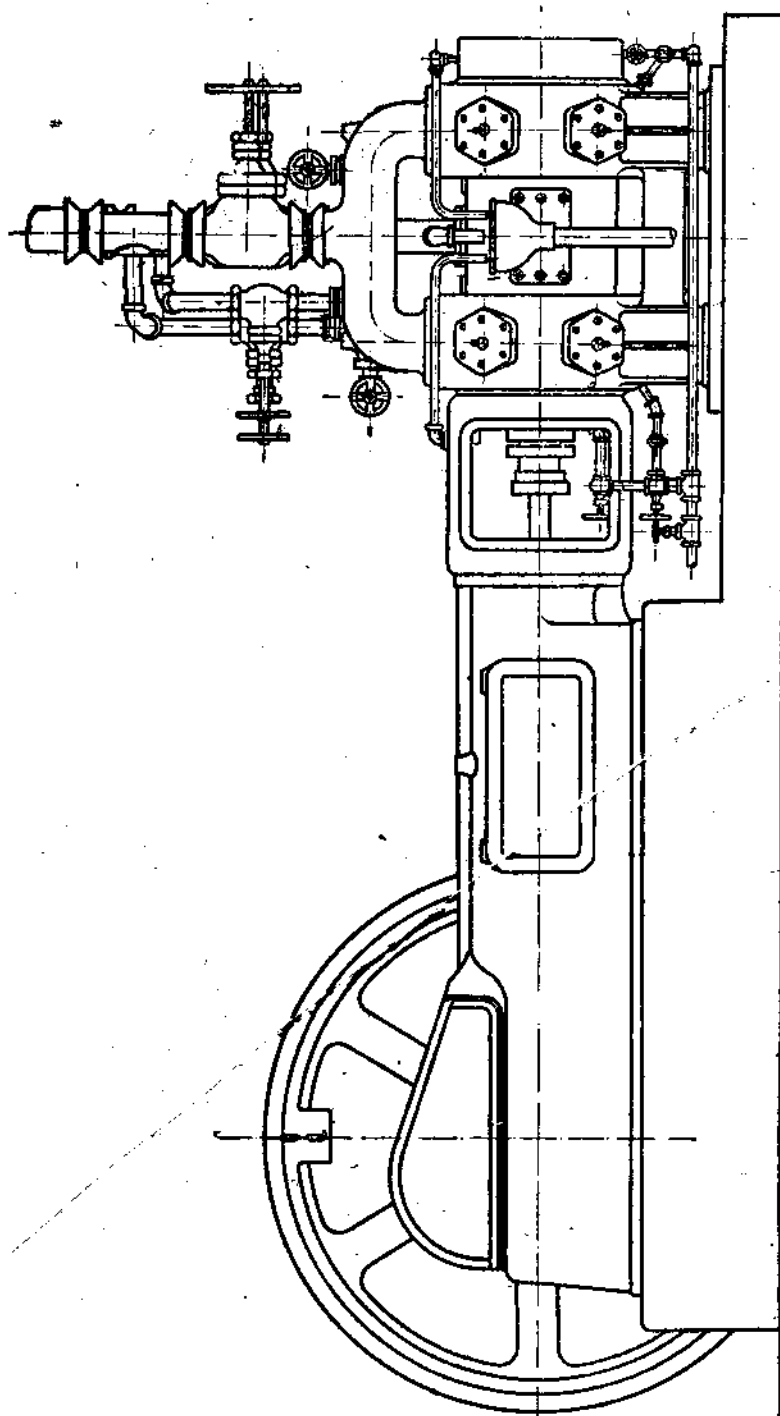
На фиг. 84 и 85 показан горизонтальный аммиачный тихоходный (с большим ходом) компрессор американского завода Фрик. Цилиндр и крышки его снабжены охлаждающей водяной рубашкой. Всасывающий соединительный канал выполнен не прилитым к цилиндру, а в виде обводного верхнего патрубка, который, однако, не затрудняет разборки



Фиг. 82. Аммиачный компрессор Линде-MAN тяжелой модели.



Фиг. 83. Аммиачный компрессор завода Зульцер.

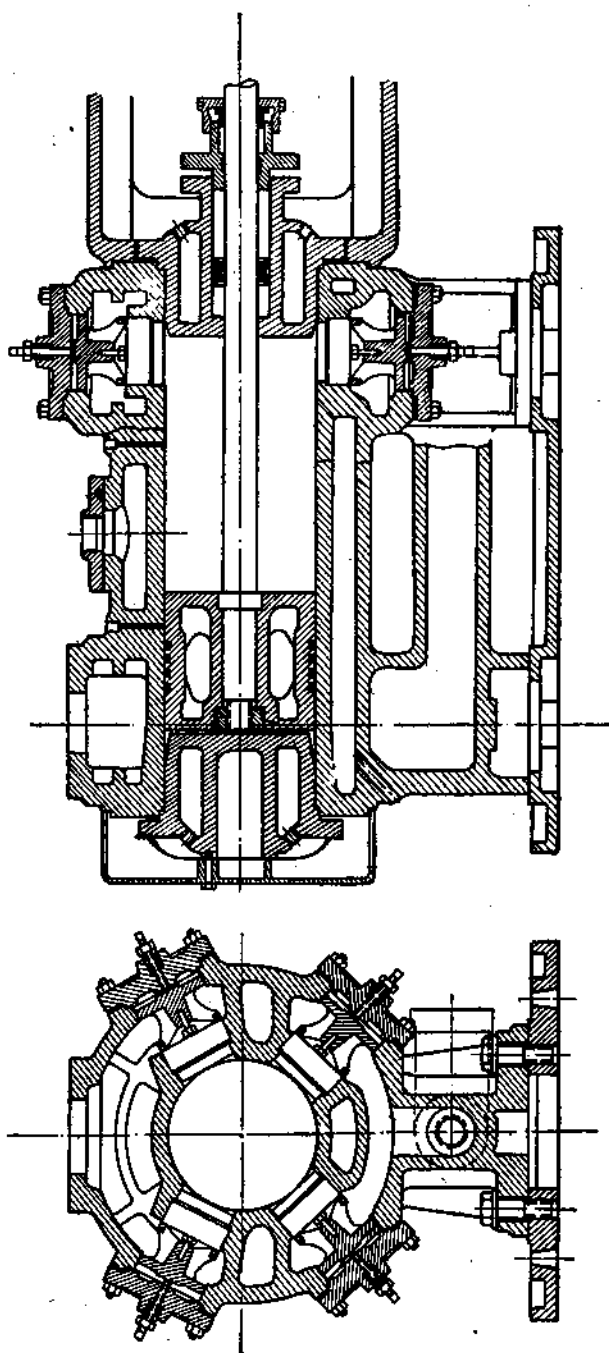


Фиг. 84. Аммиачный компрессор завода Фриг.

машины для получения доступа внутрь цилиндра. Отливка цилиндра при этой конструкции значительно упрощается. Отвод горячего аммиака производится снизу через особую соединительную трубу, прилитую к цилиндру на некотором расстоянии от рубашки. Клапаны расположены в корпусе цилиндра; тип клапанов пластинчатый. В остальном обычные характерные черты современных машин: вильчатая рама, цилиндрический крейцкопф. Цилиндр центруется в лобовой поверхности рамы и опирается на особую подставку, не связанную с основной рамой машины.

На фиг. 86 показан горизонтальный быстроходный аммиачный компрессор американского завода Ингерсолль-Рэнд, большой модели. Отношение хода к диаметру в среднем около 1,1. Цилиндр центруется в лобовой поверхности рамы и поддерживается специальной подставкой, не связанной с основной рамой. Цилиндр без водяной рубашки, передняя и задняя крышки охлаждаются водой. Клапаны пластинчатого типа размещены в корпусе цилиндра. В стенке, разделяющей каналы нагнетания и всасывания, помещен ventиль, открыванием которого от руки можно осуществить пуск компрессора в ход без нагрузки.

Завод Ингерсолль-Рэнд, основной специальностью которого являются воздушные компрессоры, где двухступенчатое сжатие необходимо уже при $p/p_0 > 4$, в аммиачных компрессорах также предпочтительно применяет двухступенчатое сжатие. Цилиндры высокого и низкого давления располагаются вправо и влево от электромотора, непосредственно посаженного на общем валу



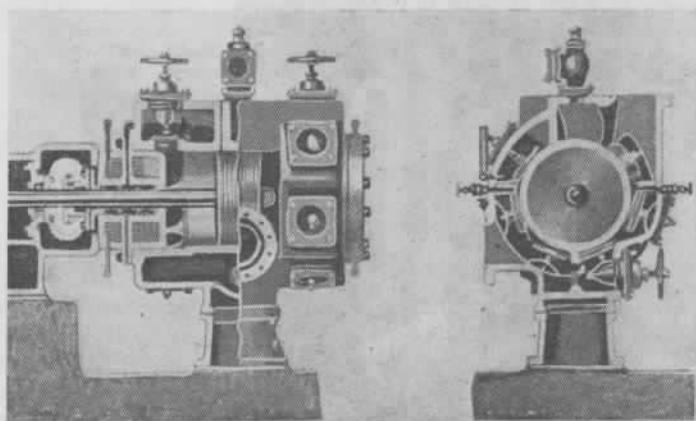
Фиг. 85. Цилиндр аммиачного компрессора завода Фрик.

ТАБЛИЦА 21

Сдвоенные аммиачные компрессоры двухступенчатого скатия завода Ингерсолль-Рэнд (фиг. 87)

Тип	Размеры цилиндров						Число об/мин	Отноше- ние хода к диаметру		Средняя скорость пор- шня см./сек	Часовой объем (без уче- та штока) $V_h, м^3/сек$		Отношение объемов ц. в. д. ц. н. д.	При температурах конденсации + 33° Ц и переохлаждения + 30° Ц						Вес с упаковкой				
	Диам. ц. н. д.		Диам. ц. в. д.		Ход поршня	М.М.		Дюймы	М.М.		ц. в. д.	ц. н. д.		ц. в. д.	ц. н. д.	Q _о	N _е	K _{эфф}	Q _о		N _е	K _{эфф}	Q _у по путн. м.	Морс. ком. м.
	Дюймы	М.М.	Дюймы	М.М.																				
Универсальный ХВБ-2-А с ременным при- водом	7 1/2	190,5	5 1/4	133,4	10	254	260	1,33	1,9	2,20	2,6	111	0,49	103 500	48,2	2 105	59 700	40	1 492	3 450	3 800			
	8 1/2	215,9	6	152,4	12	304,8	240	1,41	2,0	2,43	321	160	0,498	144 000	68,2	2 115	83 100	55	1 512	4 650	5 100			
	9 1/2	241,3	6 3/4	171,4	12	304,8	240	1,26	1,78	2,43	402	203	0,505	181 000	84,7	2 135	103 600	68,2	1 518	6 800	6 900			
	12	304,8	8 1/2	215,9	14	355,6	210	1,17	1,65	2,48	654	328	0,501	305 000	141	2 165	173 400	112,7	1 537	8 600	9 500			
	13 1/2	342,9	9 1/2	241,3	16	406,4	185	1,19	1,69	2,51	835	412	0,496	395 000	182	2 175	226 000	145	1 557	12 800	13 600			
	12 1/2	317,5	7 1/2	190,5	12	304,8	240	0,96	1,6	2,43	695	250	0,36	—	—	—	168 000	112,5	1 495	8 600	9 500			
Специальный ХВБ-2-А с электро- мотором на валу	14	355,6	8 1/2	215,9	14	355,6	240	1,0	1,41	2,84	1 015	375	0,37	—	—	—	253 000	175	1 445	11 100	12 300			
	11	279,4	7 3/4	196,8	12	304,8	240	1,09	1,55	2,43	538	217	0,495	250 000	119,5	2 090	—	—	—	8 600	9 500			
	13	330,2	9	228,6	14	355,6	240	1,8	1,54	2,84	876	420	0,480	405 000	193	2 090	—	—	—	11 100	12 300			
	14 1/2	368,3	10	254	14	355,6	225	1,97	1,4	2,66	1 025	487	0,477	474 000	223	2 125	—	—	—	12 500	15 700			
	15	381	10 1/2	266,7	16	406,4	212	1,07	1,53	2,86	1 175	575	0,49	543 000	252	2 155	—	—	—	14 800	15 700			
	17 1/2	444,5	12	304,8	18	457,2	189	1,03	1,5	2,88	1 610	755	0,468	744 000	344	2 165	—	—	—	20 200	22 300			
	19 1/2	495,3	13 1/2	349,1	21	533,4	171	1,07	1,53	3,05	2 120	1 050	0,497	987 000	456	2 185	—	—	—	28 100	30 800			
	22 1/2	571,5	15 1/2	393,7	24	609,6	156	1,07	1,55	3,18	2 920	1 385	0,475	1 352 000	630	2 150	—	—	—	38 500	42 200			
	24 1/2	622,3	17	431,8	27	685,8	144	1,11	1,59	3,24	3 610	1 735	0,482	1 700 000	792	2 150	—	—	—	50 000	52 200			
28 1/2	730,2	20	508	30	762	133	1,05	1,5	3,38	5 110	2 480	0,485	2 410 000	1 130	2 135	—	—	—	68 600	75 600				

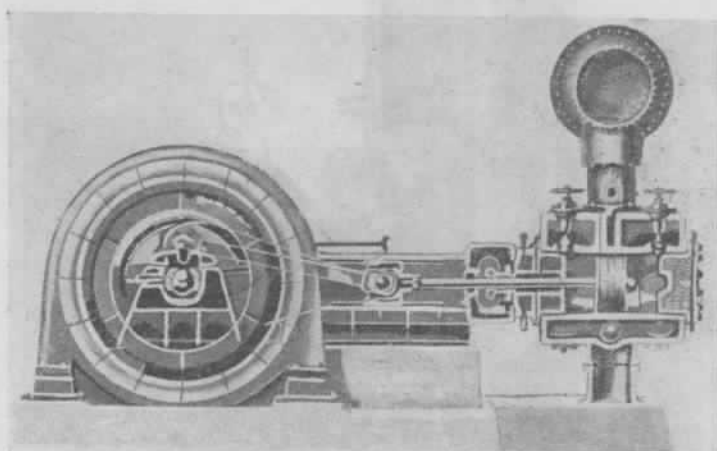
с компрессорами. Промежуточный охладитель в больших моделях располагается над цилиндрами (фиг. 87). Промежуточное охлаждение паров, после сжатия их в ц. н. д., осуществляется холодными парами низкого



Фиг. 86. Аммиачный компрессор завода Ингерсолль-Рэнд.

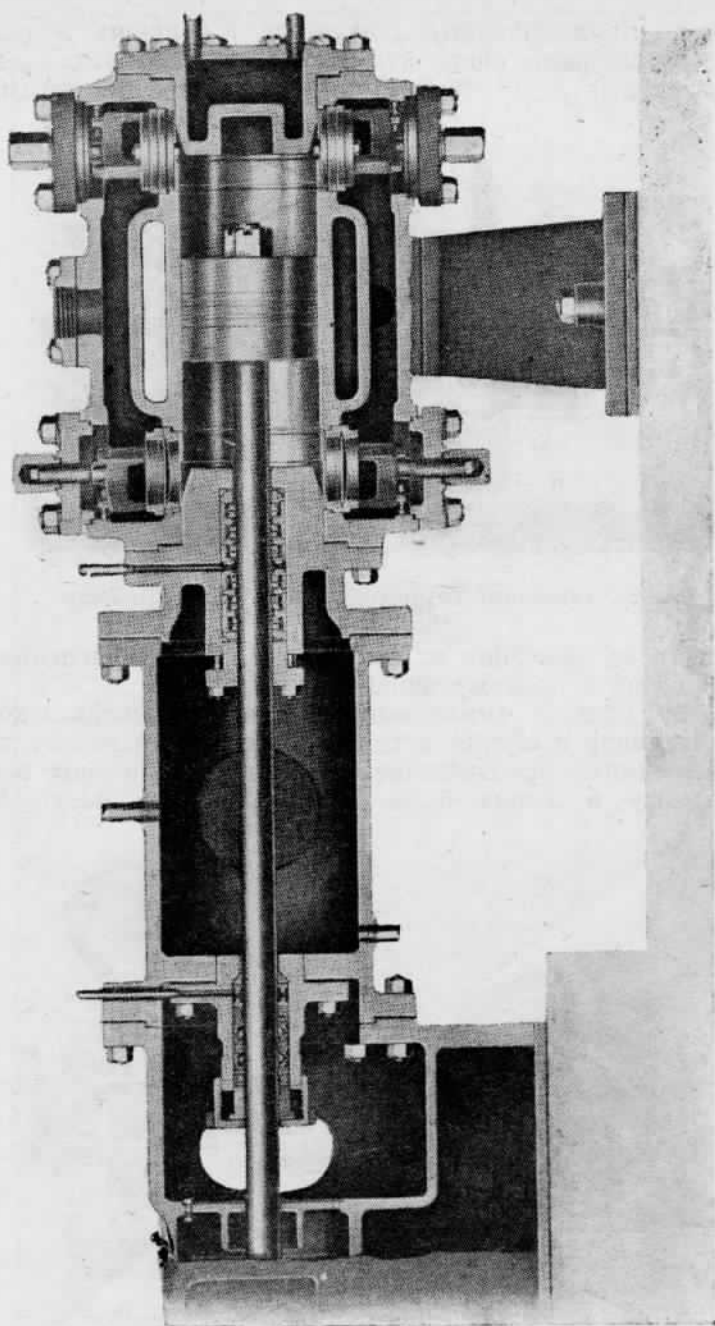
давления на пути их движения из испарителя низкого давления в ц. н. д. (фиг. 70), или водой в промежуточном охладителе.

На фиг. 88 показан аммиачный компрессор американского завода Карбондейль. Цилиндр и задняя крышка охлаждаются водой; как во всех американских машинах, всасывающие клапаны расположены вверх, нагнетательные вниз в целях более легкого отвода могущей попасть



Фиг. 87. Компаунд-компрессор завода Ингерсолль-Рэнд.

в цилиндр жидкости; сальник двойной с промежуточной камерой выполняется в машинах с ходом поршня до 400 мм, в машинах большего размера выполняется простой сальник с предсальником. При двойном сальнике длина промежуточной камеры несколько больше хода поршня, чтобы часть штока, работающая в одном сальнике, не попадала в другой. Назначение второго сальника состоит в том, чтобы устранить утечку аммиака, в случае временного засасывания влажного пара и связанного с ним ослабления основного сальника; пары из промежуточной камеры отсасываются



Фиг. 88. Аммиачный компрессор завода Карбондейль.

компрессором. Оба сальника тщательно смазываются. Промежуточная камера имеет два отверстия, плотно закрываемые крышками, и на дне — спускную трубку для масла. Основные размеры компрессоров завода Карбондейль для непосредственного электрического привода даны в табл. 22. На фиг. 89 показана его большая модель, холодопроизводительностью до 2 000 000 кал/час. Водяная рубашка имеется в нижней части цилиндра и в передней крышке с сальником. В задней крышке устроены приспособления для регулирова-

ТАБЛИЦА 22
Аммиачные компрессоры завода Карбондейль

Диаметр цилиндра <i>D</i>		Ход поршня <i>S</i>		Отношение хода к диаметру <i>S/D</i>
Дюймы	м.м	Дюймы	м.м	
7	177,8	10	254	1,43
8	203,2	12	304,8	1,5
10	254	14	355,6	1,4
11½	292,1	16	406,4	1,4
13	330,2	18	457,2	1,4
14½	368,3	21	533,4	1,45
16½	419,1	24	609,6	1,45

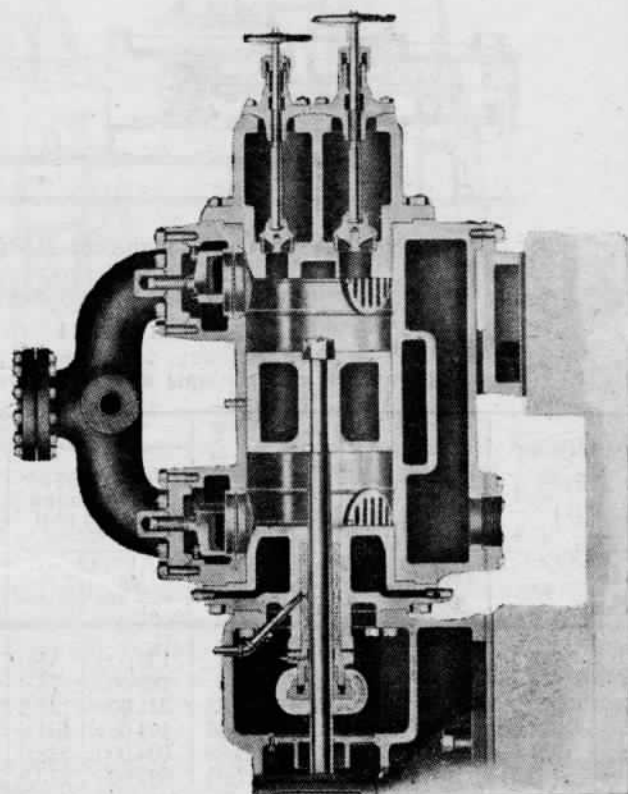
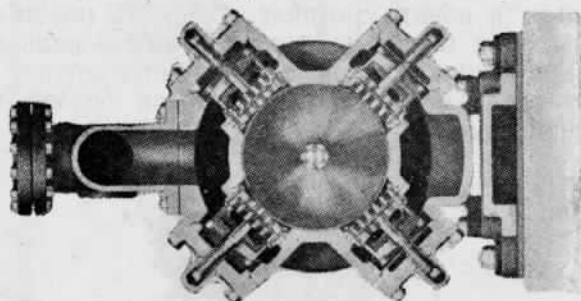
ния холодопроизводительности компрессора путем сообщения вредного пространства с полостями в задней крышке. Подвод холодного аммиака, как в конструкции Фрика, осуществлен сверху через всасывающий патрубок, выполненный в виде обводной трубы; отвод горячего аммиака снизу.

Клапаны пружинно-пластинчатые, системы Вортингтон (§ 2, Б).

Завод Карбондейль выполняет машины двух-ступенчатого сжатия с размерами цилиндров по табл. 23.

В цилиндре низкого давления устраиваются также щели Ворхиса для осуществления сжатия по принципу „мюльтипл-эффект“ в тех случаях, когда температуры испарения на обеих ступенях близки друг к другу (гл. III, § 7).

На фиг. 90 показан горизонтальный аммиачный быстроходный компрессор американского завода Вильтер, размеры и числа оборотов компрессоров этого типа указаны в табл. 24. Пластинчатые клапаны (§ 2, Б), по четыре всасывающих и нагнетательных с каждой стороны, расположены радиально в корпусе цилиндра. Охлаждение во-



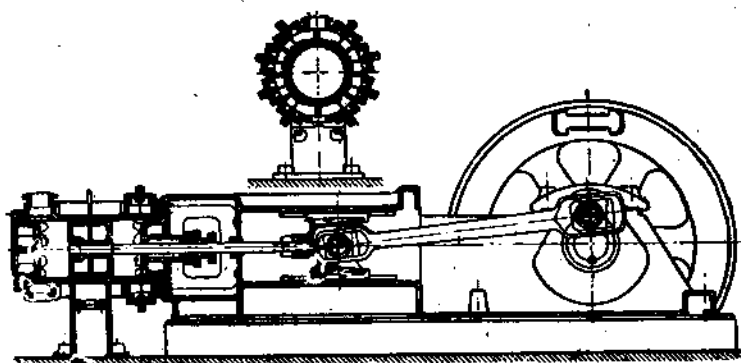
Фиг. 89. Аммиачный компрессор завода Карбондейль (большая модель).

ТАБЛИЦА 23

Аммиачные компрессоры двухступенчатого сжатия завода
Карбондейль

Диаметр цилиндра				Ход поршня S	
н. д.		в. д.			
Дюймы	мм	Дюймы	мм	Дюймы	мм
11	279,4	8	203,2	12	304,8
14	355,6	10	254	14	355,6
16	406,4	11 1/2	292,1	16	406,4
18 1/2	469,9	13	330,2	18	457,2
20 1/2	520,7	14	355,6	21	533,4
23	584,2	16 1/2	419,1	24	509,6

дой только в обеих крышках. Скорость поршня в компрессорах Вильтер также доходит почти до 3 м/сек. Рамы — вильчатые или штыковые, направляющие для крейцкофа — цилиндрические; цилиндр центруется в лобовой части рамы и поддерживается особой подставкой, не связанной с основной рамой.



Фиг. 90. Аммиачный компрессор завода Вильтер.

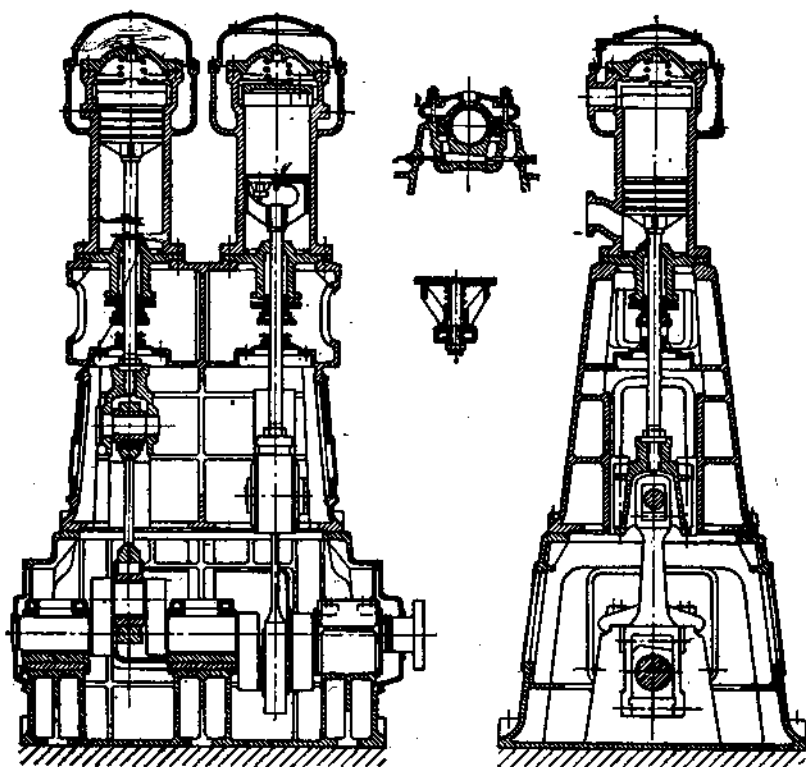
ТАБЛИЦА 24

Аммиачные компрессоры завода Вильтер (фиг. 90)

Диаметр цилиндра D		Ход поршня S		Наивысшее число об/мин	Средняя скорость поршня м/сек	Температура испарения $t_0 = -14,7^\circ \text{C}$					
						Температура конденсации $t = 29,1^\circ \text{C}$		Температура конденсации $t = 33,9^\circ \text{C}$		Температура конденсации $t = 38,3^\circ \text{C}$	
						Q_0 кал/час	N_0 э. л. с.	Q_0 кал/час	N_0 э. л. с.	Q_0 кал/час	N_0 э. л. с.
9	228,6	9	228,6	317	2,5	138 000	55,0	130 500	60,0	122 200	63,5
11	279,4	11	279,4	257	2,4	193 000	76,9	181 700	83,8	171 000	88,8
13	330,2	13	330,2	257	2,83	341 000	135,9	322 000	148,5	305 000	158,5
15	381,0	15	381,0	225	2,86	464 000	184,8	441 000	203,3	420 000	218,0
17	431,8	17	431,8	200	2,88	600 000	238,2	570 000	262,6	543 000	281,9
19	482,6	19	482,6	164	2,64	687 000	273,8	653 000	301,1	622 000	323,0

Б. Вертикальные машины.

Вертикальный тип аммиачных, тихоходных (с большим ходом) машин простого действия с сальником и крейцкопфом (нижняя полость цилиндра холостая) в настоящее время можно считать отошедшим в историю. Попытки превращения этой машины из машины простого действия в машину двойного действия не привели к положительным результатам, вследствие разности условий работы обеих полостей. Работа нижней полости цилиндра неизбежно оказывается более влажной, чем работа его верхней полости, вследствие оседания влажного пара в нижней части цилиндра. Вместо указанных типов стали получать распространение вертикальные, простого



Фиг. 91. Вертикальный тихоходный аммиачный компрессор завода Фрик.

действия, прямоточные машины с сальником и крейцкопфом, тихоходные, на высокой станине с галлереей вокруг для обслуживания. Тип последней в исполнении американского завода Фрик представлен на фиг. 91. Размеры этих машин приведены в табл. 25.

Сущность и преимущество прямоточной машины заключаются в том, что происходящие в цилиндре процессы всасывания, сжатия и выталкивания осуществляются при прямом токе аммиака, начиная со всасывания в нижней части цилиндра через проходной поршень и кончая выталкиванием через клапаны в верхней крышке. Низкая температура стенок цилиндра в его нижней части и значительное повышение ее к концу сжатия и началу выталкивания приводит обычно к тому, что верхняя часть цилиндра снабжается водяной охлаждающей рубашкой, нижняя же часть, наоборот, изолируется во избежание получения тепла извне. Вследствие отсутствия возвратного движения аммиака в прямоточной машине, и благодаря сопри-

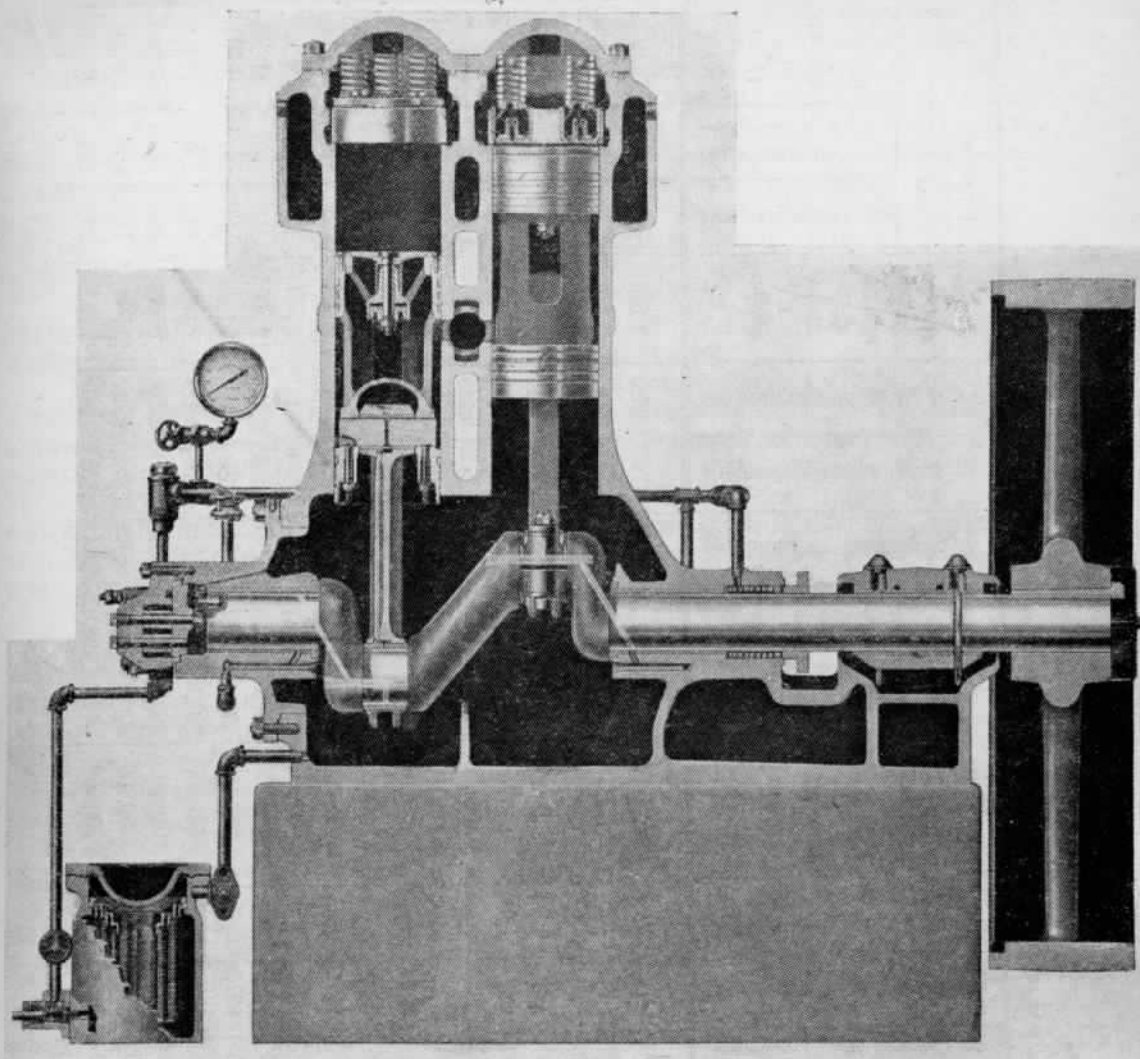
косновению поступающих в нижнюю часть цилиндра холодных паров с наиболее холодными стенками цилиндра, вредный теплообмен между паром и стенками значительно ослабляется, а значения коэффициентов подачи λ_0 и индикаторных коэффициентов η_i для прямоточной машины оказываются более высокими, чем для обычной машины с возвратным движением аммиака (фиг. 44 и 45).

ТАБЛИЦА 25

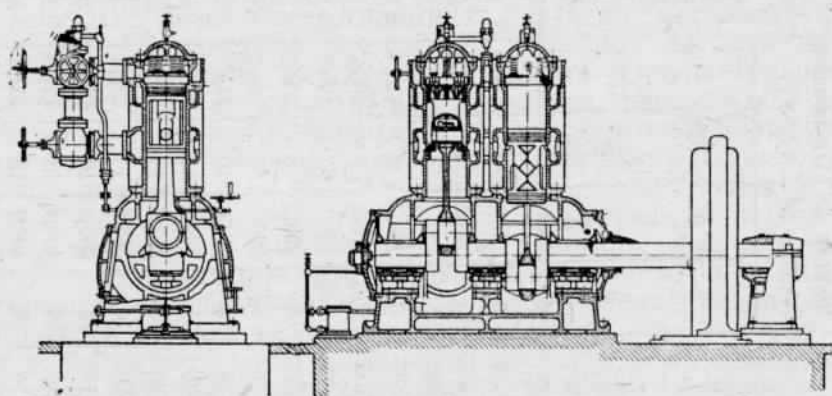
Вертикальные двухцилиндровые прямоточные компрессоры завода Фрик (тип тихоходный с сальником и крейцкопфом) (фиг. 91)

Диаметр цилиндра D		Ход поршня S		Число цилиндров	Отношение хода к диаметру S/D	Число об/мин n	Средняя скорость поршня c_p м/сек	Холодопроизводительность при «стандартных» аммиачных условиях Q_0 кал/час	Удельное давление трения $P_{тр}$ кг/см ²
Дюймы	мм	Дюймы	мм						
6 $\frac{1}{2}$	165,1	6	152,4	2	0,925	130	0,67	22 000	0,97
7 $\frac{1}{2}$	190	8	203,2	2	1,06	120	0,71	36 000	0,93
8 $\frac{1}{2}$	215,9	10	254	2	1,17	110	0,93	53 000	0,88
9 $\frac{1}{2}$	241,3	12	304,8	2	1,27	100	1,02	72 000	0,84
10 $\frac{1}{2}$	266,7	15	381	2	1,43	95	1,21	104 000	0,79
12 $\frac{1}{2}$	317,5	18	457,2	2	1,44	90	1,38	168 000	0,75
13 $\frac{1}{2}$	342,9	20	508	2	1,48	85	1,44	205 000	0,71
15	381	24	609,6	2	1,6	80	1,63	286 000	0,71
16 $\frac{1}{2}$	419,1	28	711,2	2	1,7	75	1,78	379 000	0,66
18	457,2	32	812,8	2	1,77	65	1,77	447 000	0,66
20 $\frac{1}{2}$	520,7	36	914,4	2	1,75	60	1,83	602 000	0,66
22 $\frac{1}{2}$	571,5	36	914,4	2	1,60	60	1,83	713 000	0,66
24	609,6	36	914,4	2	1,5	60	1,83	826 000	0,66

Современным типом вертикальной аммиачной машины является быстрая прямоточная машина простого действия с закрытым картером (без сальника в цилиндре и крейцкопфа), разработанная американской фирмой Йорк (фиг. 92, 93), начиная с малой модели производительностью от 6 350 кал/час и кончая трехцилиндровой моделью 1 200 000 стандартных кал/час (табл. 26). В основу конструкции завода Йорка, вызвавшей впоследствии подражание ряда американских и европейских фирм (Фрик, де-ла-Вернь, Вильтер, Карбондейль, Стерн, Борзиг и др.) положены: нормализация и взаимозаменяемость деталей, простота сборки, простота в производстве и достижение высоких к. п. д. как тепловых, так и механических. Кривошипная камера, работающая под давлением всасывания, выполнена в виде вполне закрытой коробки, с сальником для вращающегося вала. В кривошипной камере имеются большие отверстия в крышках, обеспечивающие доступ в нее и осмотр механизма движения. На фиг. 92 показана модель Y-26 (размеры цилиндров от 3 × 3" до 12 $\frac{1}{2}$ × 14 $\frac{1}{2}$ "), в которой цилиндры и станина представляют собою общую отливку, а на фиг. 93— модель Y-16 (размеры цилиндров от 14 × 16" до 18 × 20"), в которой цилиндры делаются отъемными. В настоящее время завод Йорк частично перешел с модели Y-26 на модель Y-28, выполняемую с приставным двухцилиндровым блоком (фиг. 141). В машинах завода Йорк тронковый поршень закрытого типа имеет 3 ряда поршневых колец в верхней части и 2 ряда в нижней части; через окна в средней части он всегда находится в сообщении со всасывающим патрубком компрессора, расположенным между обоими цилиндрами. Назначение нижних колец, с одной стороны,— устранить прямое сообщение картера с линией всасывания, а, с другой стороны,



Фиг. 92. Быстроходный аммиачный компрессор, модель У-26.



Фиг. 93. Быстроходный аммиачный компрессор, модель У-16.

ТАБЛИЦА 26

Вертикальные быстроходные компрессоры завода Норк (фиг. 32—33)

Модель	Диаметр цилиндра D		Ход поршня S		Число цилиндров	Наивысшее число об/мин	Часовой объем V_h , м ³ /час	Средняя скорость поршня C_p , м/сек	При «стандартичных» американских условиях			Коэффициент подачи λ	Индикаторный к. п. д. η_i	Механический к. п. д. η_m	Удельная холодопроизводительность K , ккал/ч. л. с. η_c	Диаметры трубопроводов		Общий вес компрессора кг
	Дюймы	мм	Дюймы	мм					Холодопроизводительность Q_0 , ккал/час	Потребляемая мощность $N_{эл}$, л. с.	$N_{мех}$, л. с.					Расширяющих мм	Нагнетательных мм	
У-26	3	76,2	3	76,2	2	400	16,7	1,02	6350	2,84	4,15	0,72	0,742	0,685	2235	19	13	—
У-26	4	101,6	4	101,6	2	375	37,5	1,27	14200	6,1	8,6	0,72	0,742	0,745	2235	25	19	—
У-26	5	127	5	127	2	360	69,5	1,53	26900	11,9	15,2	0,733	0,748	0,783	2260	38	32	—
У-26	6	152,4	6	152,4	2	360	120	1,83	45900	20,6	25,3	0,74	0,755	0,815	2275	50	38	1000
У-26	6 1/2	165,1	6 1/2	165,1	2	360	152	1,98	60200	26,2	31,7	0,75	0,762	0,826	2300	50	33	1200
У-26	7 1/2	190,5	7 1/2	190,5	2	360	234,5	2,28	98800	40,1	47,5	0,76	0,775	0,845	2335	65	50	1500
У-26	8	203,2	8	203,2	2	380	284	2,44	116400	43,8	57,3	0,76	0,775	0,85	2385	76	50	1900
У-26	9	228,9	9	228,9	2	300	339	2,28	142400	57,8	66,8	0,796	0,816	0,865	2465	76	50	2700
У-26	10	254	10	254	2	300	463	2,54	204700	79,3	90,4	0,837	0,854	0,877	2580	90	65	3700
У-26	11	279,4	11	279,4	2	277	671	3,05	298700	115,2	129,8	0,842	0,858	0,887	2590	—	—	6000
У-26	12 1/2	317,5	12 1/2	317,5	2	257	900	3,05	399000	154,0	171,2	0,842	0,858	0,90	2590	125	90	8500
У-16	14	355,6	14	355,6	2	225	1085	3,05	483000	186,5	205,0	0,842	0,858	0,91	2590	125	90	11700
У-16	16	406,4	16	406,4	3	225	1627,5	3,05	725000	279,7	307,7	0,842	0,858	0,91	2590	150	100	17000
У-16	18	457,2	18	457,2	2	200	1420	3,05	631000	243,5	264,6	0,842	0,858	0,92	2590	150	100	17000
У-16	16	406,4	16	406,4	3	200	2130	3,05	946500	365,3	397,0	0,842	0,858	0,92	2590	150	100	23000
У-16	18	457,2	18	457,2	2	180	1800	3,05	800000	308,4	332,3	0,842	0,858	0,925	2590	150	100	23000
У-16	20	508	20	508	3	180	2700	3,05	1200000	462,6	498,5	0,842	0,858	0,925	2590	200	150	30000

задержать увлечение засасываемыми парами аммиака излишнего количества масла и тем предохранить конденсатор и испаритель от загрязнения. В одноцилиндровой картерной машине движение поршня вверх и вниз вызывает значительные колебания давления в кривошипной камере, приводящие к усиленному нагнетанию масла в цилиндр и быстрому загрязнению всей системы. Выполняемые заводом Йорк малые одноцилиндровые машины холодопроизводительностью $Q_0 = 1550$ станд. кал/час (цилиндр $1\frac{3}{4} \times 2"$, $n = 860$) и $Q_0 = 3175$ станд. кал/час (цилиндр $3 \times 3"$, $n = 400$) по этой причине не могут быть отнесены к нормальным типам машин и скорее должны рассматриваться как машины служебного назначения.

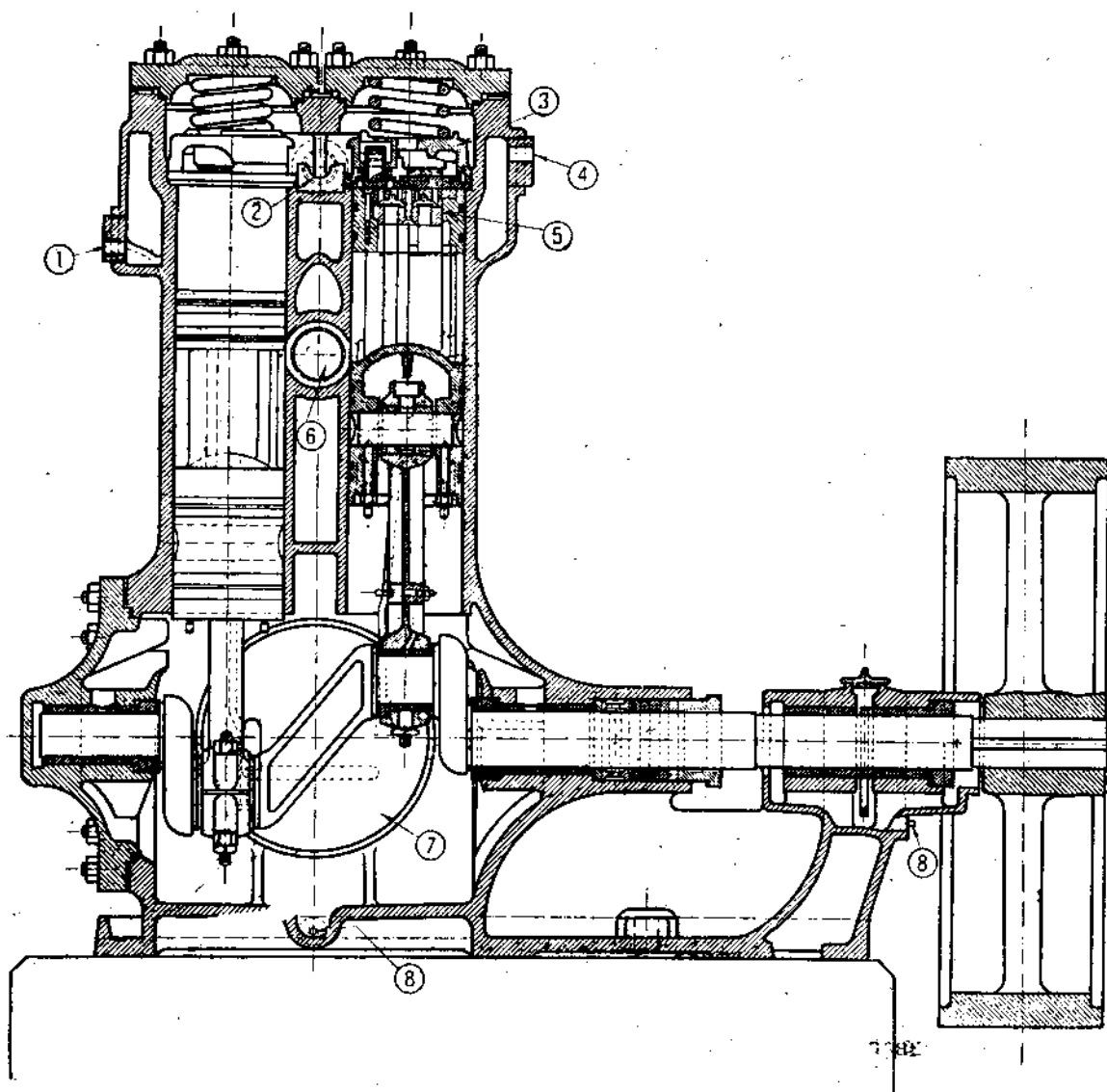
В двухцилиндровой машине с кривошипами, смещенными друг к другу на 180° , объем кривошипной камеры мало изменяется и увлечение масла в цилиндр оказывается значительно меньшим.

Всасывающие клапаны выполняются в виде легких шпиндельных с газовым буфером и помещаются в поршне в числе от 1 до 4 в зависимости от размеров цилиндра. Нагнетательные клапаны выполняются в виде полых шпиндельных и размещаются в безопасной крышке цилиндра, представляющей собой клапанную коробку, прижатую к цилиндру сильными пружинами. В случае попадания жидкости в цилиндр, вся клапанная коробка поднимается, открывает для жидкости свободный выход и предохраняет машину от последствий гидравлического удара.

Смазка больших компрессоров производится под давлением и частично вырыскиванием. Масляный насос из двух шестерен приводится в движение от торца коренного вала. На фундамент непосредственно у самой машины устанавливаются два сборника для масла с фильтрами, работающие поочередно; во время работы одного, другой может быть подвергнут чистке. Масло в кривошипной камере поддерживается на определенном уровне, указываемом мерным стеклом; из кривошипной камеры масло самотеком стекает в работающий маслосборник, откуда засасывается насосом и подается в нагнетательную линию. Давление масла регулируется посредством байпаса, обычно поддерживающего избыточное давление около $0,3 \text{ кг/см}^2$ против давления в картере. От нагнетательной линии имеются ответвления к коренным подшипникам; через сверления в валу смазка подводится к головам шатунов и через трубку в шатуне к поршневому пальцу.

Высокие значения индикаторного к. п. д. и коэффициента подачи, достигаемые машиной типа Йорк, обусловлены, с одной стороны, ее прямоотчностью, а, с другой стороны, быстроходностью, повышаемой путем удобного сдвигания и страивания цилиндров.

На фиг. 94 показан в разрезе вертикальный прямоотчный компрессор завода Вильтер, повторяющий в основном конструкцию машины Йорка, но несколько менее быстроходный и имеющий ряд конструктивных недостатков по сравнению с последней: основные размеры машин Вильтера приведены в табл. 27. Цилиндры во всех случаях отливаются заодно с картером и, таким образом, каждая модель представляет самостоятельную машину, во всех размерах отличающуюся от смежных моделей, что является недостатком с точки зрения серийности производства, и может быть целесообразно лишь в том случае, если каждая модель выпускается в таком количестве, что образует непрерывный поток, т. е. в случае мало вероятном в капиталистических условиях, даже для самых больших заводов холодильных машин. В конструкции поршня машины Вильтера обращает на себе внимание неудачное распределение поршневых колец, а именно в верхней рабочей части поршня, вместо обычных 3—5 поршневых колец имеется всего 2, в нижней же части, заменяющей собой крейцкопф, где кольца должны противостоять лишь незначительным отклонениям давления в картере от давления всасывания и противодей-



Фиг. 94. Быстроходный аммиачный компрессор завода Вильтер.

1. Вход воды. 2. Нагнетание. 3. Безопасная крышка. 4. Выход воды. 5. Всасывающий пластинчатый клапан. 6. Всасывание. 7. Люк. 8. Спуск масла.

ствовать чрезмерному забросу масла в рабочую полость, поставлено 4 поршневых кольца. Всасывающий (на фиг. 94 однокольцевой) пластинчатый клапан помещается в поршне, нагнетательные пластинчатые в количестве 1 до 4 — в безопасной крышке; в малых моделях (№ 1—5) нагнетательные клапаны шпиндельные. В первых трех малых моделях смазка производится капельными масленками, в остальных — принудительная под давлением.

Низкие значения коэффициентов подачи в этих машинах объясняются, с одной стороны, выбором пластинчатых клапанов (большое вредное пространство, меньшая точность закрытия), а с другой стороны, пропуском аммиака через поршень, имеющий всего 2 кольца в верхней рабочей части.

ТАБЛИЦА 27

Вертикальные быстроходные компрессоры завода Вильтер (фиг. 94)

Модель	Диаметр цилиндра D		Ход поршня S		Число цилиндров	Наивысшее число оборотов в мин. n	Часовой объем V_h м ³ /час	Скорость поршня c_m м/сек	Холодопроизводительность при «станд.» америк. усков Q_0 ккал/час	Коэффициент подачи λ_0	Вредное пространство %	Диаметры трубопроводов	
	Дюй-мы	мм	Дюй-мы	мм								Всасыв. мм	Нагнет. мм
1	2 1/2	63,5	2 1/2	63,5	2	400	9,65	0,85	3 150	0,62	6	19	19
2	3 1/2	88,9	3 1/2	88,9	2	350	23,2	1,04	7 620	0,62	4,5	25	19
3	4 1/2	114,3	4 1/2	114,3	2	325	45,8	1,24	15 300	0,63	4	38	32
4	5 1/2	139,7	5 1/2	139,7	2	360	92,5	1,67	31 300	0,64	3,5	50	38
5	6 1/2	165,1	6 1/2	165,1	2	300	127	1,65	43 400	0,645	3,35	50	38
6	7 1/2	190,5	7 1/2	190,5	2	277	181	1,76	62 500	0,65	2,93	65	50
7	8 1/2	215,9	8 1/2	215,9	2	257	244	1,85	83 500	0,65	3,18	65	50
8	9 1/2	241,6	9 1/2	241,6	2	257	346	2,06	119 000	0,655	2,37	76	65
9	10 1/2	266,7	10 1/2	266,7	2	240	429	2,13	147 000	0,655	3,14	76	76

Большая часть американских и ряд европейских заводов строят вертикальные компрессоры почти в точности по типу Йорк, с небольшими конструктивными изменениями, наиболее распространенным из которых является применение приставного к картеру блока-отливки для двух цилиндров, к чему переходит и завод Йорк в новейших моделях.

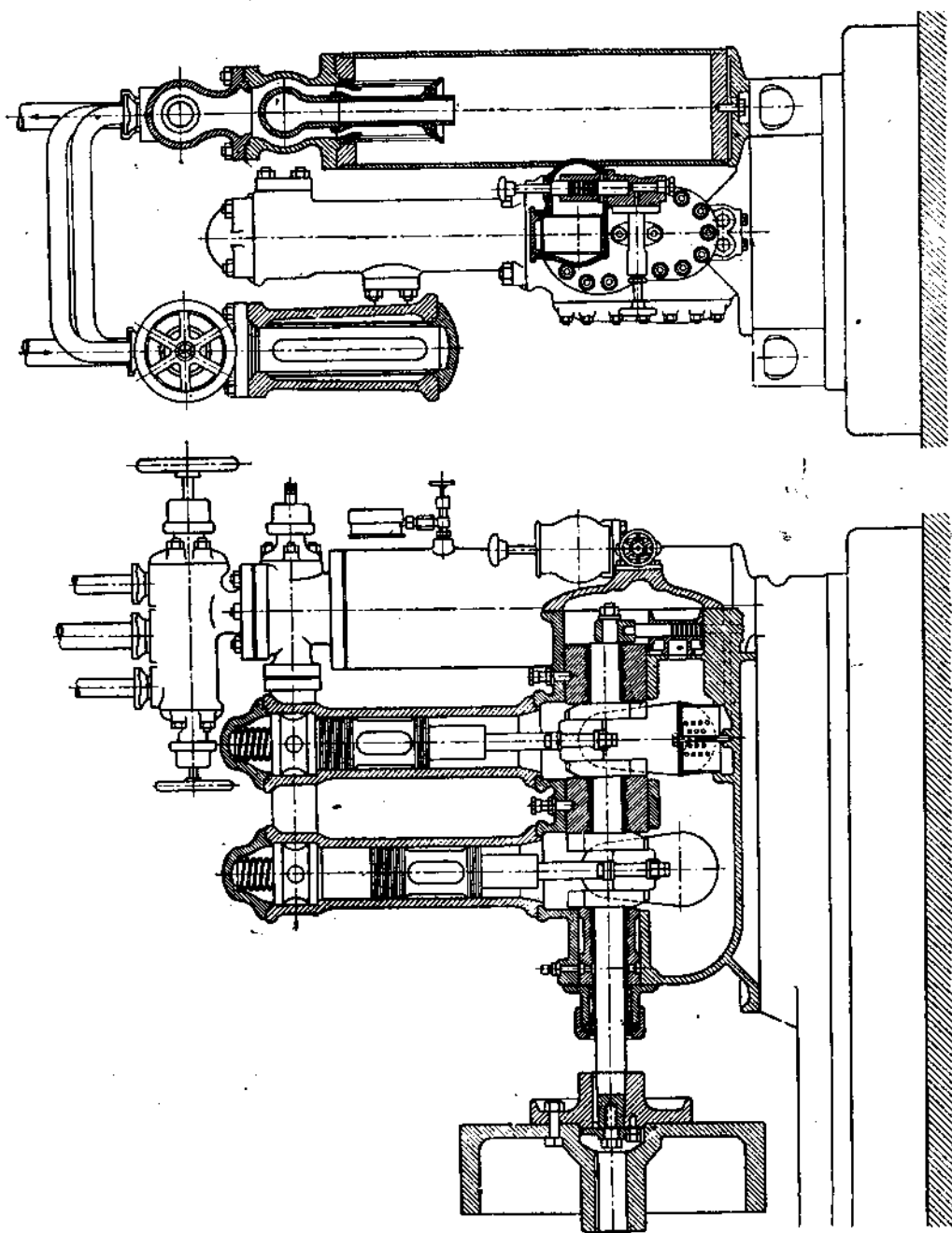
Несколько иную разработку вертикального прямоходного компрессора, в основном также близкого к типу Y-16, произвели английские заводы, в первую очередь Стерн в Глазго, добиваясь максимальной серийности производства и максимальной быстроходности (максимального числа оборотов). Табл. 28 дает градацию вертикальных прямоходных компрессоров завода Стерн. Во всех случаях, даже и для самых малых моделей, цилиндры приставные, число их комбинируется нормально от 2 до 4, так что, не считая максимальной модели N, завод обходится четырьмя нормальными моделями цилиндров, поршней, шатунов, клапаны же делает одина-

ТАБЛИЦА 28

Градация вертикальных быстроходных компрессоров завода Стерн (фиг. 95—100)

Модель	«Стандартная» холодопроизводительность Q_0 ккал/час	Наивысшее число об/мин n	Число цилиндров
U-1	9 200	500	1
U-2	18 400	500	2
U-3	27 600	500	3
U-4	36 800	500	4
W-2	50 300	400	2
W-3	75 500	400	3
W-4	101 000	400	4
Y-2	145 000	350	2
Y-3	217 500	350	3
Y-4	290 000	350	4
Z-3	475 000	300	3
Z-4	634 000	300	4
N-4	956 000	275	4

ковыми даже для соседних моделей, меняя число их в цилиндре. На фиг. 95 показана малая модель U-2 компрессора производительностью 18 400 станд. *кал/час*, а на фиг. 96 — ее внешний вид. Привод непосред-



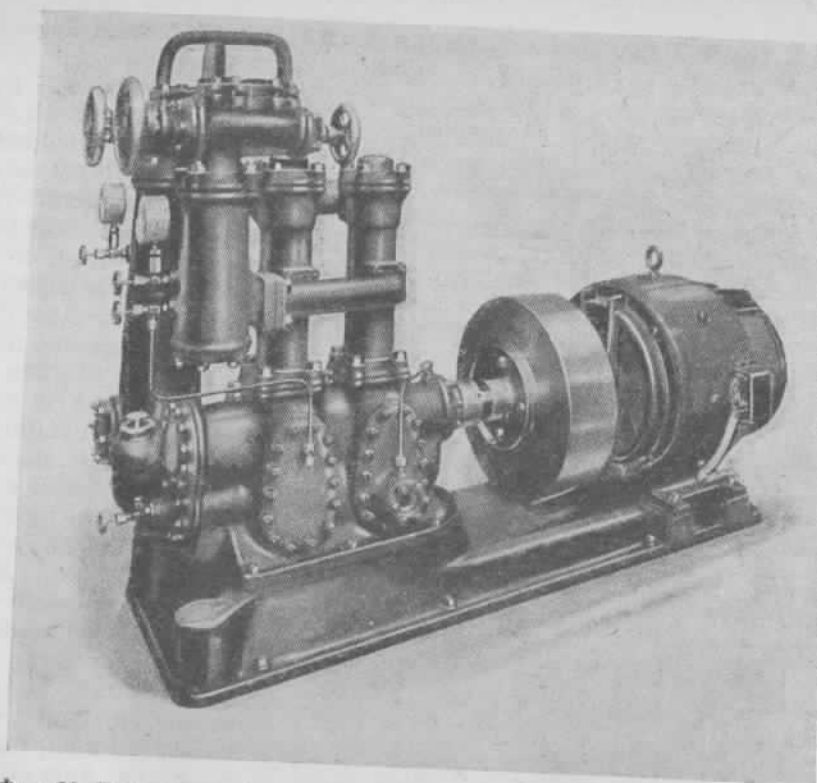
Фиг. 95. Быстроходный адиабатный компрессор завода Стерна, модель U-2.

ственный от электромотора на общей плите через сцепную муфту в виде небольшого шкива. Число оборотов машины $n = 600$ в минуту. На фундаментной плите самого компрессора устанавливается маслоотделитель, а на конце всасывающего патрубка привертывается фильтр-грязеуловитель.

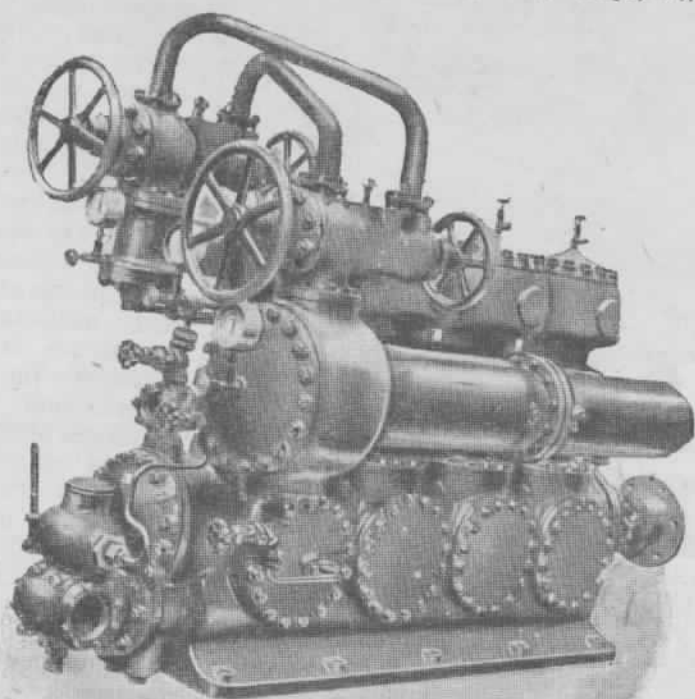
индре. На
тельность
непосред-

Фиг. 95. Быстроходный аммиачный компрессор завода Стерн, модель U-2.

в виде
фунда-
а на
итель.



Фиг. 96. Быстроходный аммиачный компрессор завода Стерн, модель U-2.



Фиг. 97. Быстроходный аммиачный компрессор завода Стерн, модель W-4.

В верхней части проходного поршня плунжерного типа имеется пять рядов поршневых колец, а в нижней части — два ряда.

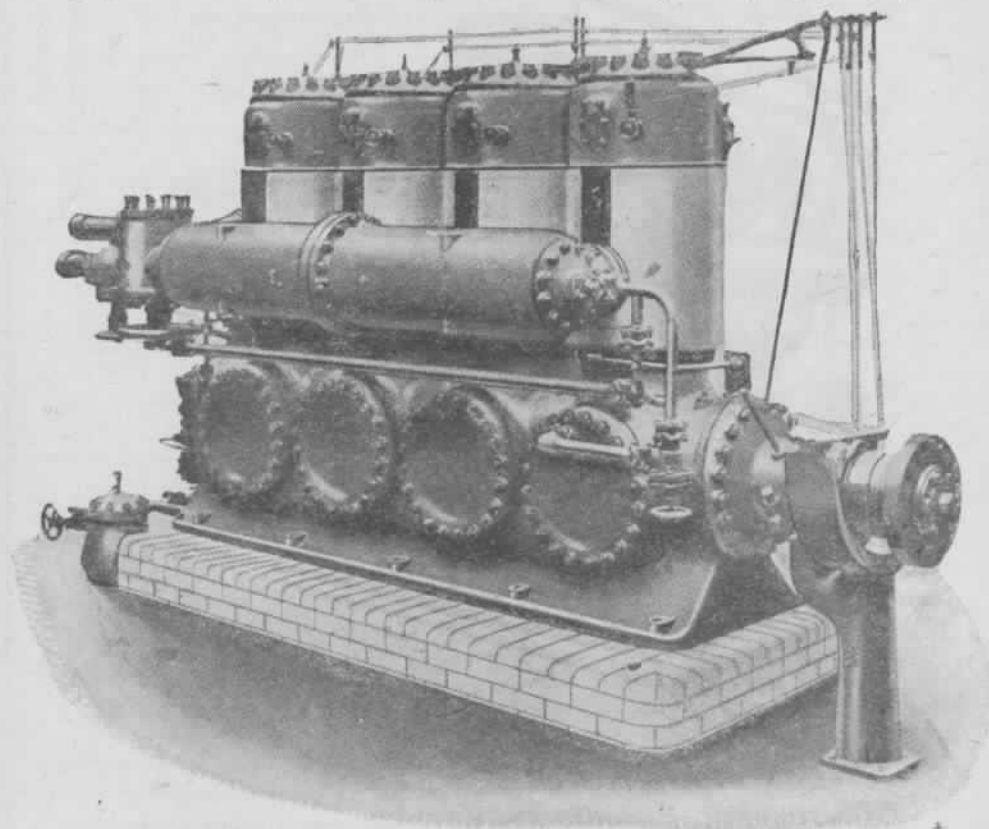
На фиг. 97 показан внешний вид машины, производительностью 101 000 станд. кал/час (модель W-4), при числе оборотов $n = 400$ об/мин, со стороны всасывающего коллектора. Для получения возможности отсасывать аммиак из конденсатора и нагнетать его в испаритель, установлены перекрестные патрубки с вентилями для переключения. Смазка осуществляется под давлением по системе Йорк от насоса на конце вала.

В типах U и W фильтры для масла спрятаны в картере, а в больших моделях типа U, Z и N — вынесены наружу и сделаны такого размера, что в них помещается все масло, так что выходящее из подшипников вала, вкладышей шатуна и поршневого пальца масло не стоит на дне картера, а сразу стекает в фильтры. Это дает то преимущество, что позволяет легче открывать картер для осмотра (не требует длительной откачки аммиака абсорбированного в масле), причем фильтры изолируются запорными вентилями; но, с другой стороны, работа с „сухим картером“ лишает движущиеся части дополнительной смазки разбрызгиванием.

фиг. 98. Быстроходный аммиачный компрессор завода Стерн, модель Z-3.

На фиг. 98 показана в разрезе трехцилиндровая машина большой модели Z-3, производительностью 475 000 станд. кал/час, при $n = 300$ об/мин.

Верхняя часть цилиндра имеет охлаждающую водяную рубашку, как в машине Йорка. Всасывающий канал отлит вокруг цилиндра со штуцером для присоединения к общему всасывающему коллектору. Как в нормальной прямоточной машине, всасывающие клапаны расположены в поршне, а нагнетательные клапаны — в так называемой безопасной крышке, представляющей собою клапанную коробку, прижатую к цилиндру сильными пружинами. В случае гидравлического удара она поднимается и предохраняет машину от разрушения. Клапаны — однокольцевые пластинчатые, однотипные во всех моделях. Маслоотделитель монтируется на самом компрессоре, что является недостатком конструкции, так как в сильно нагретом корпусе маслоотделителя отделение масла происходит малоудовлетво-

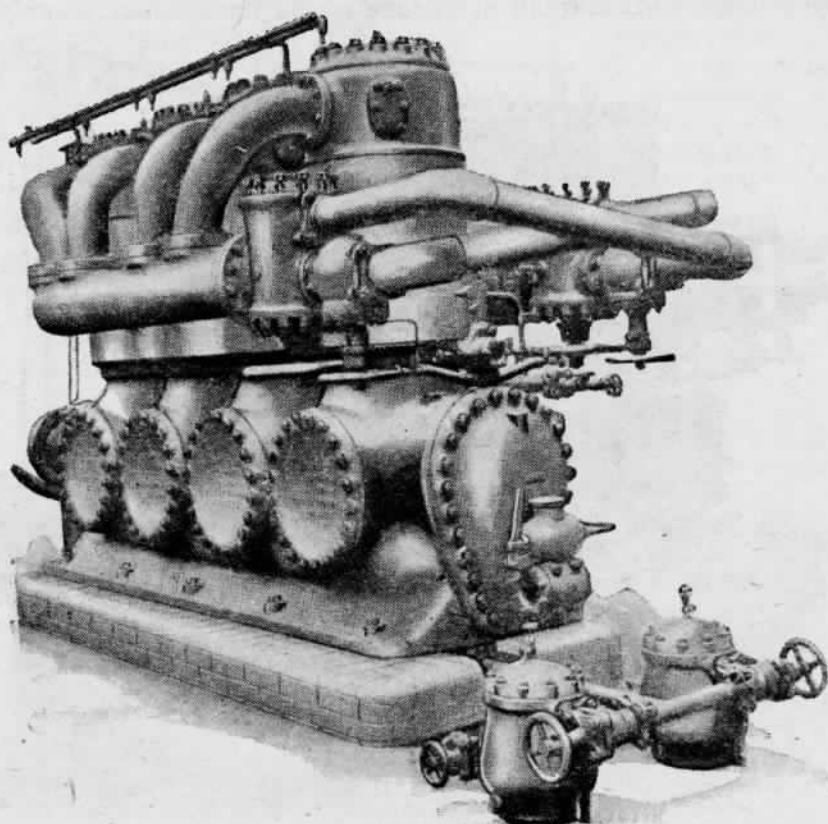


Фиг. 99. Быстроходный аммиачный компрессор завода Стери, модель Z-4.

рительно и часть масла может уходить из него в парообразном состоянии в конденсатор. На фиг. 99 показан внешний вид машины большой модели Z-4, производительностью 634 000 станд. *кал/час*, при $n = 300$ об/мин, со стороны всасывающего коллектора. На фиг. 100 показан тот же компрессор со стороны нагнетательного коллектора с вынесенными вперед масло-сборниками и фильтрами. На цилиндре виден люк в водяной рубашке для очистки последней.

Разбивка мощности машины на большее число цилиндров, по сравнению с машинами Йорк, дала возможность значительно повысить число оборотов машин, причем скорость поршня не выходила за пределы 3,3 м/сек. Увеличение числа цилиндров в машине позволило, как отмечено выше, довести до максимума серийность производства. Наиболее рельефно

эти особенности типа Стерн выявляются при сопоставлении машин У-2, У-3 и У-4 (табл. 28) с машинами Йорк (табл. 26) в 142 400, 204 700 и 298 700 станд. кал/час — трех различных моделей и со значительно меньшим числом оборотов. Для увеличения последнего английские заводы помимо увеличения числа цилиндров допускают $S/D \leq 1$ (до 0,85). С другой стороны, дробление холодопроизводительности на большее число цилиндров не может не отзываться на значениях механического к. п. д. в смысле его уменьшения (фиг. 43), а также на некотором уменьшении значений коэффициентов подачи λ_0 и индикаторного η_i ; так, машина У-4 будет иметь примерно те же значения λ_0 и η_i , что и машина У-2, вдвое меньшая.



Фиг. 100. Быстроходный аммиачный компрессор завода Стерн, модель Z-4.

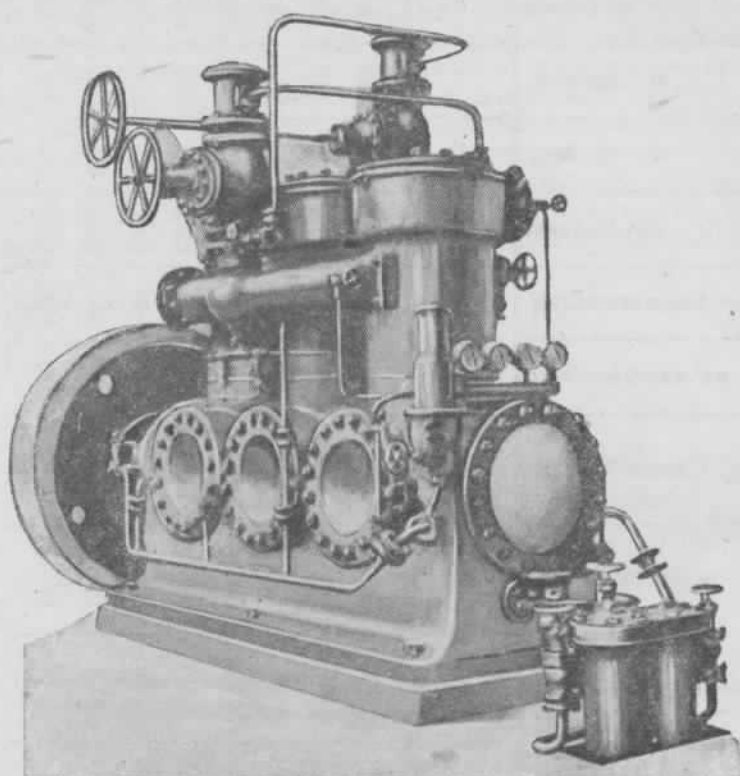
В эксплуатационном отношении эти многоцилиндровые машины имеют значительные достоинства, как-то: хорошая уравновешенность масс, спокойный ход, малый вес, отсутствие маховика, малый потребный маховой момент ротора при непосредственном соединении с электромотором; кроме того, легко осуществимое в многоцилиндровых машинах раздельное всасывание допускает одновременную работу компрессора на различные температуры испарения, что может дать в ряде случаев несомненную экономическую выгоду.

Машины другого крупнейшего завода — Холл — отличаются от машин Стерна деталями конструктивного выполнения (например, у них в безопасной крышке по одному двух- или трехкольцевому пластинчатому клапану), в частности, своеобразной компоновкой арматуры (фиг. 101). Здесь шпindelь всасывающего запорного вентиля выведен так, что маховичок

Вертикальные быстроходные аммиачные компрессоры фирмы VDK (фиг. 108)

Модель	Диаметр цилиндра D мм	Ход поршня S мм	Число цилиндров	Наибольшее число об/мин n	Часовой объем V_h м ³ /час	Средняя скорость поршня c_p м/сек	При «нормальных» европейских условиях			Коэффициент подачи λ_0	Индикаторный к. п. д. η_i	Механический к. п. д. η_m	Диаметры трубопроводов		Маховик		Вес	
							Холодопроизводительность Q_0 кал/час	N_i в л. с.	N_e в л. с.				Расширяющих мм	Нагнетательных мм	Диаметр мм	Ширина мм	Маховая кг	Общий кг
206	65	60	2	410	9,8	0,82	4000	—	—	0,605	—	—	20	20	450	60	—	—
207	80	70	2	405	17,0	0,95	7000	—	—	0,61	—	—	20	20	550	70	—	—
209	100	90	2	390	33,1	1,17	14000	5,12	6,4	0,63	0,638	0,80	30	30	700	90	70	400
213	130	130	2	350	72,4	1,69	31000	10,25	12,5	0,638	0,704	0,82	40	40	1000	120	135	940
215	160	150	2	340	123	1,7	55000	16,8	20	0,667	0,765	0,84	50	50	1100	150	255	1340
217	180	170	2	330	171,5	1,87	80000	24,2	28,6	0,70	0,775	0,845	50	50	1200	160	365	1880
2 × 215	160	150	4	340	246	1,7	110000	33,4	39,5	0,667	0,775	0,845	70	70	1300	180	400	2230
2 × 217	180	170	4	330	343	1,87	160000	47,6	56	0,70	0,783	0,85	80	80	1400	220	535	2830
223	250	230	2	300	406,5	2,3	200000	55,8	65	0,732	0,825	0,86	80	80	1500	240	610	3030
226	280	260	2	290	556,5	2,5	275000	76,5	89	0,736	0,825	0,86	100	100	1600	280	700	3580

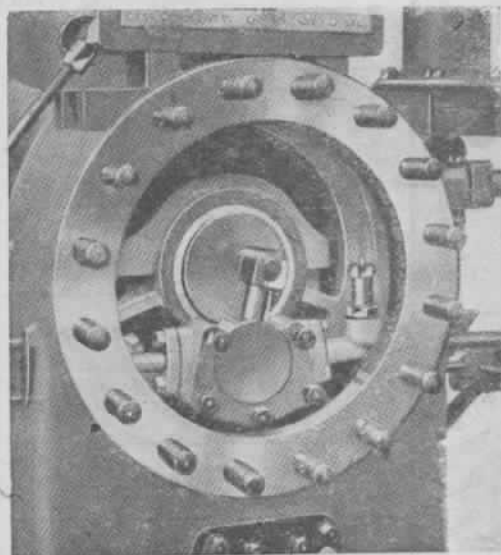
его находится за маховичками нагнетательного запорного вентиля, так что



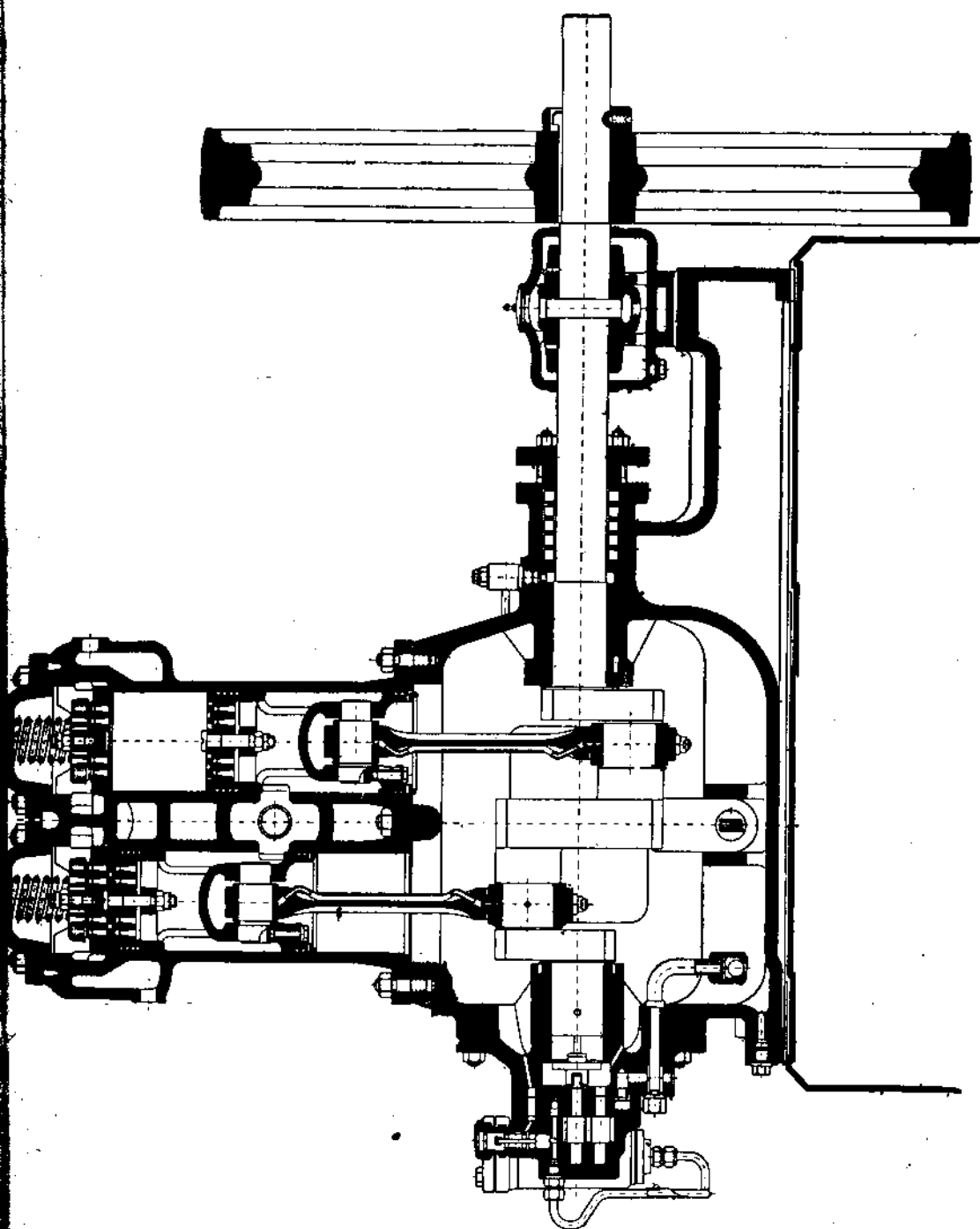
Фиг. 101. Быстроходный аммиачный компрессор завода Холл.

невозможно пустить компрессор (открыть всасывание), пока не открыт нагнетательный запорный вентиль, что уменьшает опасность аварий. Над задней крышкой картера (фиг. 101) помещены 4 манометра—нагнетания, всасывания, давления в картере и давления смазки. Смазочный насос у Холла и Стерна не шестеренчатый, а плунжерный, с качающимся цилиндром (фиг. 102), осуществляющим распределение (впуск и выпуск) масла; недостатком этой конструкции является быстрый износ наружной поверхности качающегося цилиндра и просачивание масла (уменьшение подачи).

В табл. 29 приведены основные размеры вертикальных аммиачных компрессоров германской фирмы VDK (фиг. 103), средней производительности (от 4 000 до 275 000 норм. кал/час), в основном повторяющих конструкцию прямоточной машины Иорк. Двухцилиндровый блок выполняется отъемным от картера и имеет общую охлаждающую рубашку в его верхней части. Проходной поршень имеет 4 поршневых кольца в верхней части и 2 дополнительных—в нижней части. Всасывающий и нагнетательный клапаны выполнены в виде двухкольцевых пластинчатых; первый помещается в поршне, второй—в безопасной крышке, прижатой сильными пружинами к цилиндру. Смазка—под давлением от обычного шестеренчатого насоса, приводимого в движение с торца коленчатого вала.



Фиг. 102. Масляный насос Холла.



Фиг. 103. Быстроходный аммиачный компрессор фирмы VDK.

§ 2. Детали аммиачных компрессоров.

А. Цилиндры.

Диаметр цилиндра D и ход поршня S определяются, исходя из заданного условиями работы часового объема описываемого поршнем компрессора V_h и допускаемой средней скорости поршня

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30}.$$

Для горизонтальной машины двойного действия:

$$\begin{aligned} V_h &= \frac{\pi}{4} [2D^2 - d^2] \cdot S \cdot n \cdot 60 = \frac{\pi}{4} [2D^2 - d^2] c_m \cdot 30 \cdot 60 = \\ &= 1413 [2D^2 - d^2] \cdot c_m. \end{aligned} \quad (1)$$

Задаваясь средней скоростью поршня c_m от 1,3 до 2,9 м/сек, в зависимости от мощности машины (см. табл. 18 и 19) и диаметром штока $d =$ (от 0,225 до 0,25) D , определяем по уравнению (1) диаметр цилиндра D , а

$$S = \frac{30 \cdot c_m}{n}.$$

Для быстроходных вертикальных прямоходных машин простого действия средняя скорость поршня c_m изменяется в пределах от 1,7 до 3,3 м/сек и при числе цилиндров z

$$V_h = 1413 D^2 \cdot c_m \cdot z$$

и

$$D = \sqrt{\frac{V_h}{1413 \cdot c_m \cdot z}}. \quad (2)$$

Конструкции цилиндров в основном подверглись нашему рассмотрению параллельно с сопоставлением основных типов аммиачных компрессоров.

К отливкам цилиндров, как и других деталей, работающих под давлением аммиака, предъявляются особые требования в отношении крепости и в особенности плотности и непроницаемости для холодильного агента при высоких давлениях. Все детали холодильных машин, работающие под давлением холодильного агента, подвергаются поэтому обязательной пробе гидравлическим давлением на крепость и воздушным давлением на непроницаемость. Ввиду особых условий вредности холодильного агента, пробное гидравлическое давление устанавливается повышенным до 35 *атм*, а пробное воздушное давление — до 20 *атм*, соответствующее примерно двойному рабочему давлению аммиака, ввиду особого свойства аммиака — легко проникать через поры в литых стенках.

Чугун, применяемый для отливки цилиндров и других деталей, работающих под давлением аммиака, должен обладать временным сопротивлением разрыву не ниже 16—20 *кг/мм²*. Исходя из пробного гидравлического давления $p = 35$ *атм* и предельного пробного напряжения $\varepsilon_{пробн} = 260$ *кг/см²* (при рабочем давлении аммиака 12—14 *атм*, $\varepsilon_{рас} = 90—105$ *кг/см²*) толщина стенки цилиндра определяется по уравнению

$$\delta = \frac{D \cdot p}{2\sigma} + 8 \text{ мм} = 0,067 D + 8 \text{ мм}. \quad (3)$$

Толщина фланца обычно принимается

$$\delta_1 = 1,5\delta,$$

а толщина стенки охлаждающей водяной рубашки

$$\delta_2 = 0,75\delta.$$

Цилиндры компрессоров должны иметь индикаторные штуцера с механической резьбой диаметром $\frac{3}{4}$ ".

Необходимый размер сечения всасывающего штуцера компрессора определяется из уравнения

$$F_{\text{всас}} = \frac{V_h \cdot \lambda_a}{3600 \cdot w_{\text{всас}}}, \quad (4)$$

где $w_{\text{всас}}$ — допускаемая средняя скорость движения аммиака во всасывающем трубопроводе, составляющая для малых моделей 9—12 м/сек, для средних моделей 12—16 м/сек и для больших моделей 16—20 м/сек.

Размер сечения нагнетательного штуцера компрессора и главного запорного вентиля на нем в горизонтальной машине для сохранения внешней симметрии машины выполняется в большинстве случаев одного размера со всасывающим, и только диаметр нагнетательного трубопровода уменьшается на один порядковый номер трубы. Необходимый же размер сечения нагнетательного штуцера компрессора при той же средней скорости пара определяется из уравнения:

$$F_{\text{нагн}} = \frac{G_a \cdot v_2}{3600 \cdot w} = \frac{V_h \lambda_a}{v_1} \cdot \frac{v_2}{3600 \cdot w} = F_{\text{всас}} \frac{v_2}{v_1}, \quad (5)$$

где

$$v_1 = v_0''$$

и v_2 — удельные объемы в начале и в конце сжатия. Для „нормальных“ условий отношение

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{v_2}{v_0''} = 0,38,$$

а для „стандартных“ условий — 0,3, т. е. площадь нагнетательного сечения при сохранении той же средней скорости могла бы быть уменьшена примерно в $2\frac{1}{2}$ —3 раза против всасывающего штуцера. В вертикальных машинах уменьшение размеров нагнетательного штуцера, расположенного вверху, ни в какой мере не нарушает общей архитектуры машины, и в вертикальных машинах Йорка обычно принимается:

$$d_{\text{нагн}} = (0,7 \text{ до } 0,75) d_{\text{всас}},$$

т. е.

$$F_{\text{нагн}} = 0,5 F_{\text{всас}}, \quad (6)$$

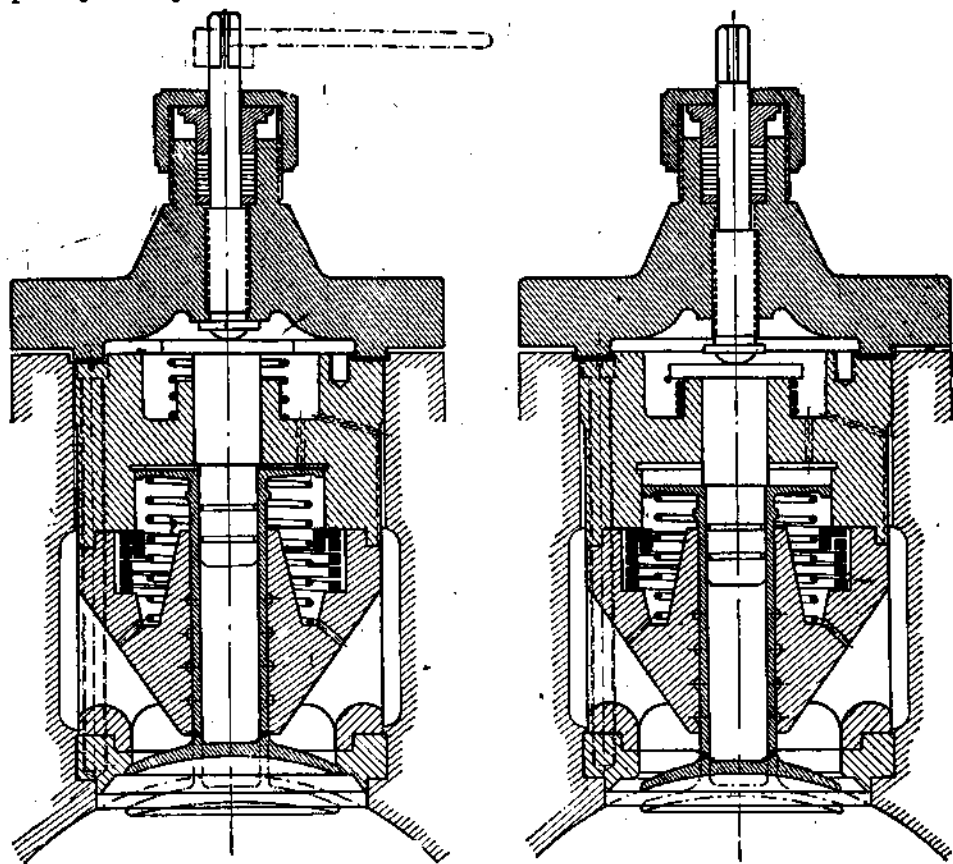
а средняя скорость в нагнетательной магистрали в связи с уменьшением объема нагнетания составляет:

$$w_{\text{нагн}} = (0,6 \text{ до } 0,8) w_{\text{всас}}. \quad (7)$$

Потеря давления (кг/см^2) в трубопроводе пропорциональна γ пара и потому при одинаковых скоростях она оказывается в нагнетательном трубопроводе большей, чем во всасывающем; с другой стороны, потеря давления в нагнетательном трубопроводе может и должна быть допущена большей, так как дроссельные потери при высоких давлениях конденсации гораздо менее чувствительны, чем при низких температурах испарения (изменение давления на 0,1 ат соответствует изменению температуры насыщенного пара в конденсаторе на $0,28^\circ \text{Ц}$, а в испарителе на $1,0^\circ \text{Ц}$).

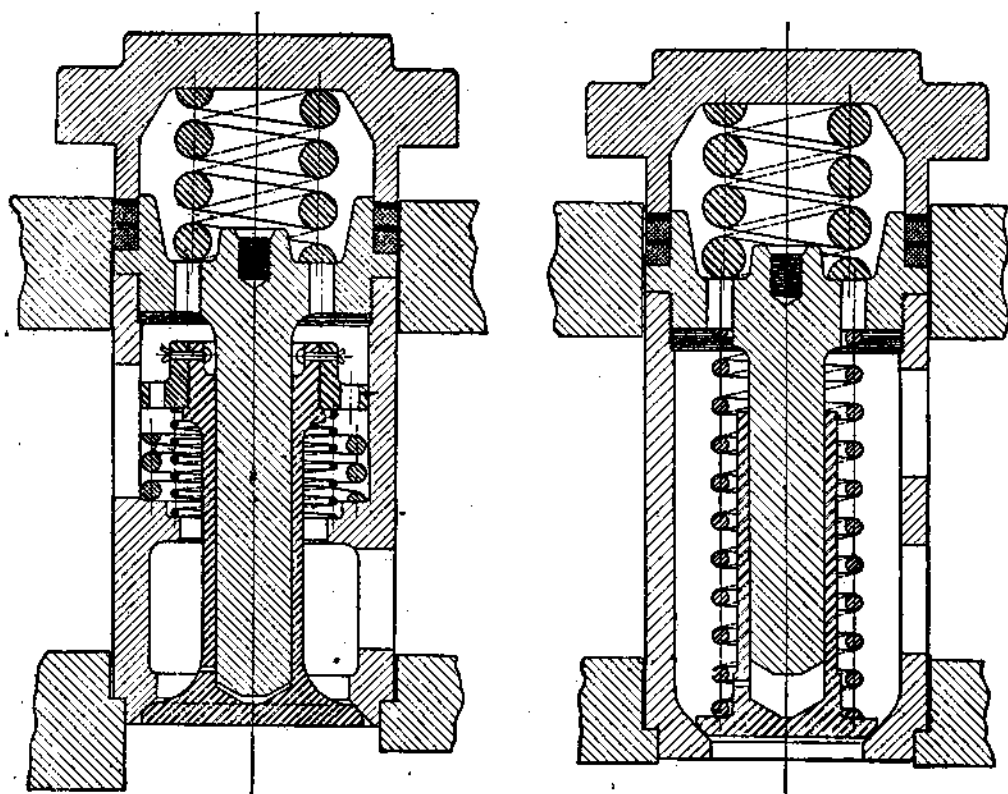
Б. Всасывающие и нагнетательные клапаны.

Самодельствующие всасывающие и нагнетательные клапаны являются важнейшими рабочими органами машины, обеспечивающими при правильной работе получение наилучшей индикаторной диаграммы. Применявшийся издавна тяжелый тарельчато-шпиндельный клапан с длинным направляющим шпинделем малого диаметра претерпел в последнее время весьма значительные изменения. Не только для увеличения прочности, но и для уменьшения износа шпиндель значительно увеличился в диаметре путем превращения его в полый тонкостенный шпиндельный кла-



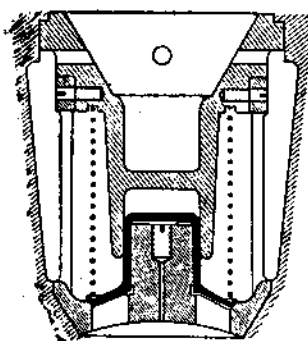
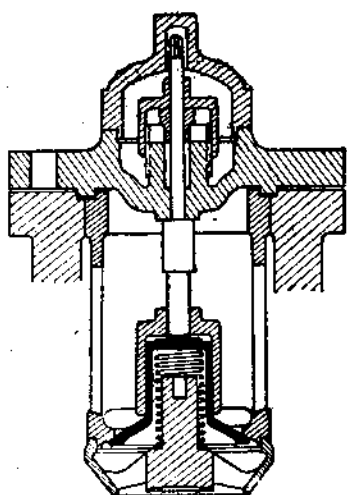
Фиг. 105. Всасывающий клапан с приспособлением для открытия от руки.

пан со значительно уменьшенным весом (фиг. 104). Упругое ограничение хода клапана как всасывающего, так и нагнетательного, достигается упорным кольцом, прижатым к месту особой буферной пружиной. Всасывающий клапан в большинстве случаев имеет приспособление для возможного подъема его от руки. На фиг. 105 показана аналогичная конструкция всасывающего клапана (MAN), с приспособлением для возможного принудительного открытия клапана от руки, путем ввертывания упорного шпинделя с помощью надевающейся рукоятки на его выступающий из сальника конец. Слева изображен нормально действующий всасывающий клапан в закрытом положении, а пунктиром — в открытом положении в период всасывания; на той же фигуре справа тот же клапан показан выключенным из работы путем принудительного его поднятия над седлом упор-



Фиг. 106. Всасывающие и нагнетательные шпindelные клапаны завода Фрик.

ным шпindelом. Поднятие всасывающего клапана над седлом является в настоящее время самым распространенным способом создать облегченные условия для пуска машины в ход путем устранения компрессии в пусковой период. Приспособления этого типа применяются в машинах MAN (фиг. 77 и 81), Борзиг (фиг. 80, тяжелая модель), Зульцер (фиг. 83), Дель-Орто (фиг. 163) и др.; им



Фиг. 107. Всасывающий и нагнетательный клапаны завода „Германия“.

можно пользоваться также для регулирования холодопроизводительности на 50% путем выключения таким образом из работы одной из полостей цилиндра.

На фиг. 106 приведены конструкции полых шпindelных клапанов (всасывающего и нагнетательного) завода Фрик с внутренним направлением. На-

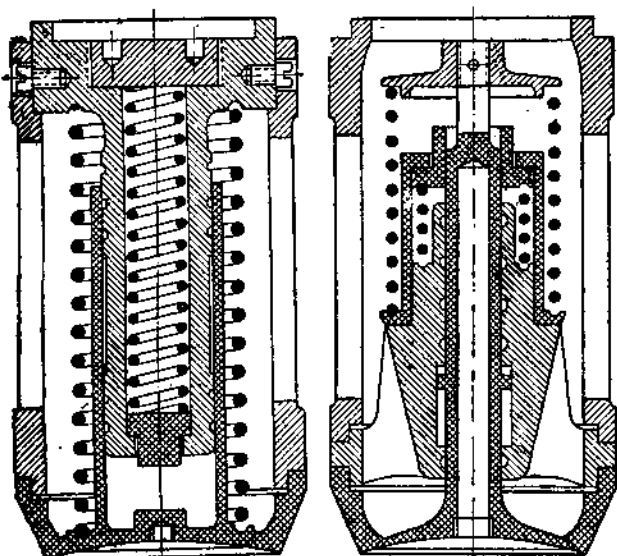
жатие клапанной коробки в гнезде по шлифованной поверхности осуще-

ствляется с помощью сильной пружины, а уплотнение наружу достигается мягкой набивкой.

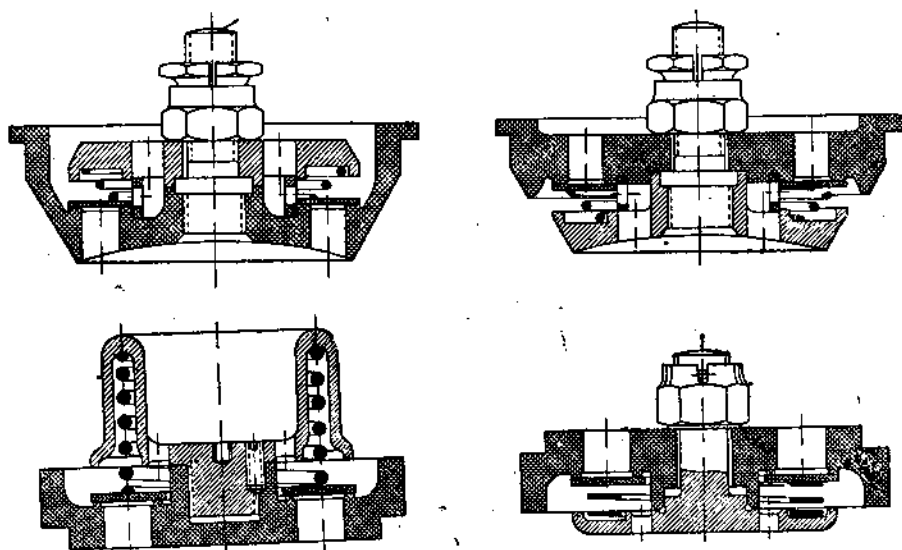
На фиг. 107 приведены конструкции клапанов (всасывающего и нагнетательного) в виде колпачков завода „Германия“.

Во избежание опасности попадания при поломке частей клапана в цилиндр под клапаном пристроена защитная решетка, приводящая, однако, к увеличению вредного пространства. Показанные на фиг. 104—108 клапаны имеют газовые буфера, смягчающие движение клапанов.

Наилучшим материалом для клапанов как полых, шпиндельных, так и пластинчатых (см. ниже), является хромоникелевая сталь. Клапанные коробки и направляющие делаются из чугуна; при больших клапанах рекомендуется клапанные седла выполнять съемными с клапанной коробки в виде отдельных сменных колец (фиг. 108). В машине Йорка седла делаются из специальной термически обработанной стали. Буртик на шпинделе всасывающего клапана (как и на фиг. 105) частично предохраняет

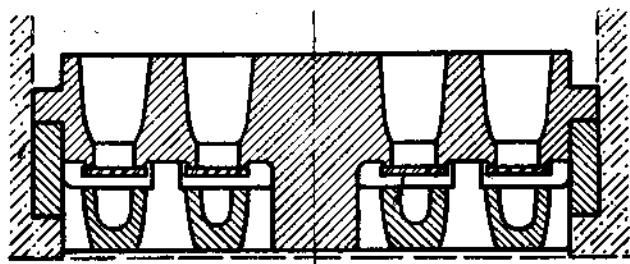


Фиг. 108. Нагнетательный и всасывающий клапаны со сменными седлами.

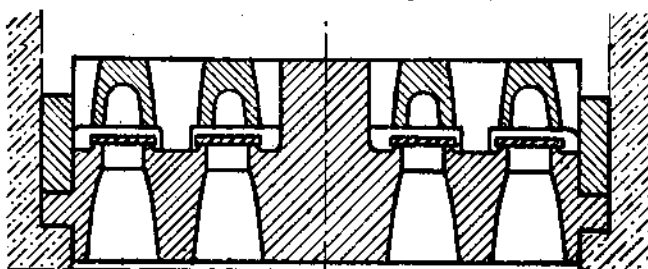


Фиг. 109. Пластинчатые клапаны (всасывающие и нагнетательные) завода Дель-Орто.

клапан от возможности падения в цилиндр в случае поломки. В последнее время в аммиачных компрессорах, в связи с повышением их быстроходности, получают все большее распространение пластинчатые клапаны



Фиг. 110. Всасывающий клапан из двухкольцевых пластин.

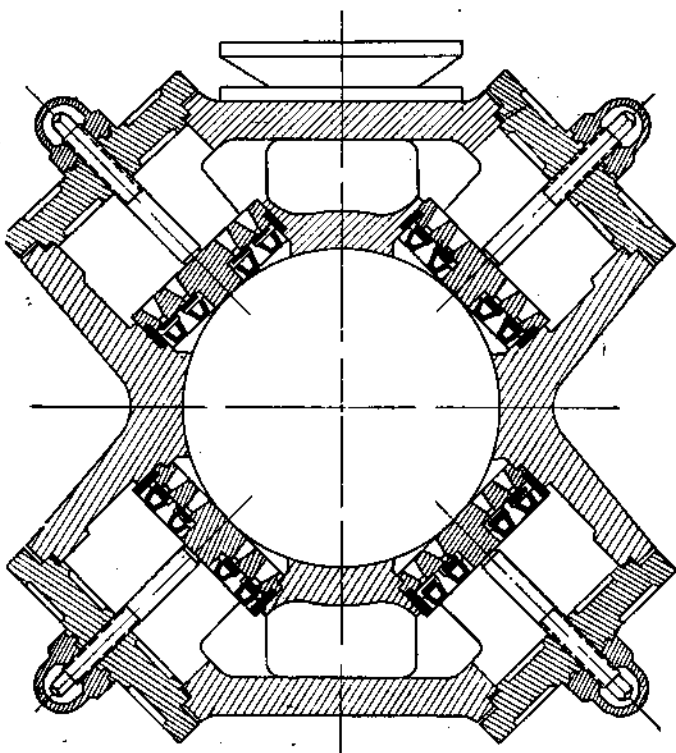


Фиг. 111. Нагнетательный клапан из двухкольцевых пластин.

казан всасывающий клапан из двухкольцевых пластин, имеющих между собой общее направление от выступов в нижней части седла; каждая из пластин прижимается к седлу своей пружиной. На фиг. 111 тот же клапан, положенный в гнездо обратной стороной, превращается в нагнетательный.

Установка двухкольцевых пластинчатых клапанов в цилиндре производится посредством нажимных болтов в крышках видна из фиг. 112.

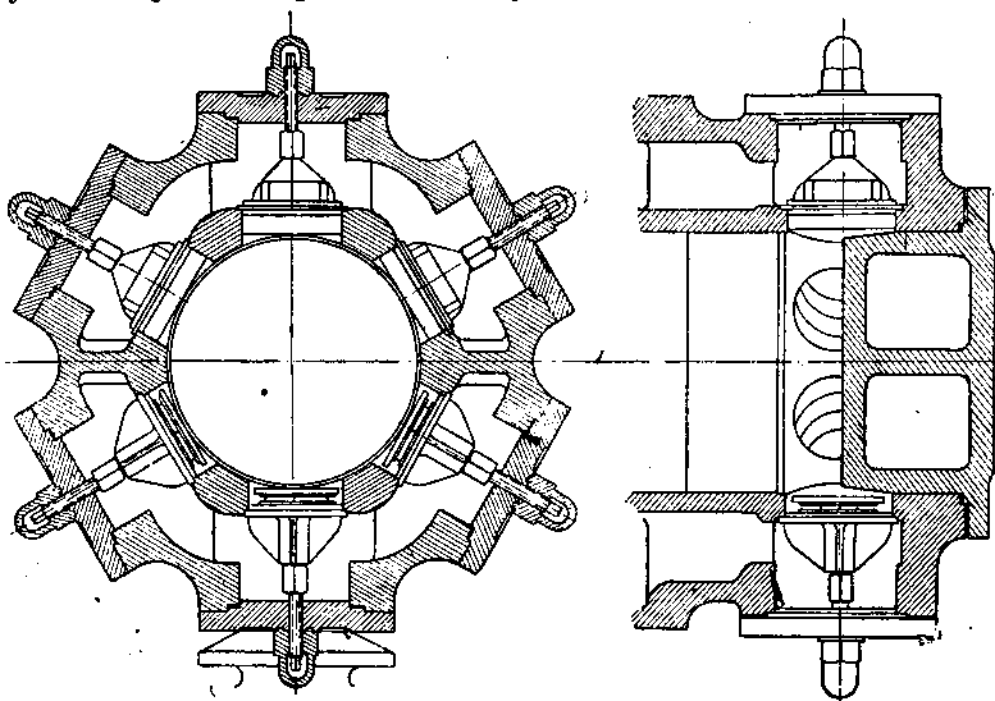
Пример установки однокольцевых пластинчатых клапанов в цилиндре виден из фиг. 113 и показывает, что однорядность пластин приводит к увеличению числа клапанов и к уменьшению площади прохода. Нажимные болты не должны быть чрезмерно сильными, во избежание возможного прогиба решеток клапанов и недостаточной плотности прилегания пластин к седлу.



Фиг. 112. Установка двухкольцевых пластинчатых клапанов в цилиндре.

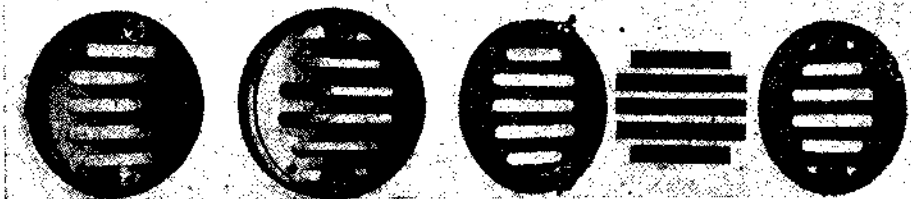
однокольцевые и двухкольцевые. На фиг. 109 показаны два типа всасывающих и нагнетательных однокольцевых пластинчатых клапанов с двухсторонним выходом пара, выполняемых заводом Дель-Орто (Dell'Orto); кольцевые пластинки имеют хорошее направление и прижимаются легкими пружинами. Установка этих клапанов в цилиндре видна из общего вида компаунд-компрессора (фиг. 163); в нем имеются приспособления для подъема пластинок всасывающих клапанов над седлом посредством особых пальцев, проходящих через отверстие в седле. На фиг. 110 по-

В Америке получили довольно широкое распространение самопру-
жинящие многопластинчатые клапаны Вортингтона. На фиг. 114
слева показаны собранные клапанные решетки с заложенными между
ними пластинками, а справа — отдельно нижняя плоская и верхняя с во-
гнутой поверхностью решетки с вынутыми стальными пластинками. На



Фиг. 113. Установка однокольцевых пластинчатых клапанов в цилиндре

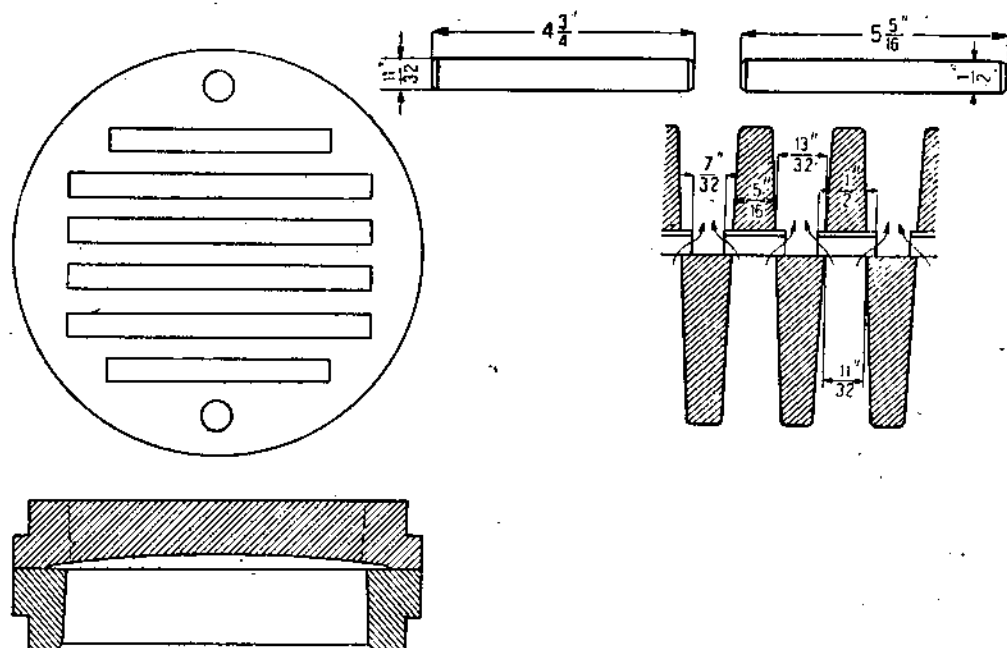
фиг. 115 показан поперечный разрез собранной клапанной коробки с под-
нятыми и прижатыми к верхней вогнутой поверхности решетки пласти-
нами в момент нагнетания. Установка этих клапанов в цилиндре компрес-
сора Карбондейль видна на фиг. 89. На фиг. 116 показана безопасная
крышка вертикального компрессора завода Фрик, являющаяся в то же



Фиг. 114. Клапаны Вортингтона.

время общей клапанной коробкой для расположенных в ней нагнетатель-
ных клапанов (полых шпиндельных с внутренним направлением). Клапан-
ная коробка прижата к цилиндру верхней плитой, нагруженной силь-
ной пружиной, допускающей, однако, подъем всей клапанной коробки
в случае гидравлического удара в цилиндре. На фиг. 117 показана кон-
струкция всасывающего шпиндельного клапана в поршне вертикальной

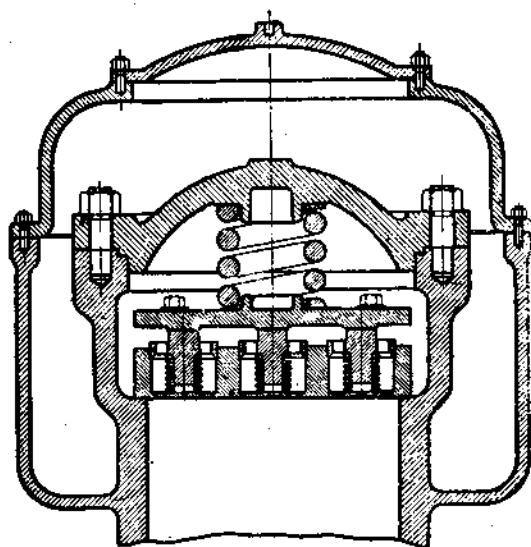
машины Фрика старого типа с сальником и крейцкопфом (фиг. 91). Отдельные седла для каждого клапана ввертываются в дно поршня и законтри-



Фиг. 115. Разрез клапана Вортингтона.

ваются в центре общей шайбой. Всасывающий клапан в нерабочем состоянии отжимается пружиной и лишь по достижении известного числа обо-

ротов сила инерции будет закрывать его при приближении к нижнему мертвому положению; благодаря отжатию клапана достигается некоторая разгрузка компрессора в начале его пуска. Подобную же конструкцию всасывающего шпиндельного клапана мы имеем и в современных вертикальных быстроходных машинах типа Йорк (фиг. 92). На этой же фиг. 92 видна удачная конструкция нагнетательных клапанов Йорка с полыми цилиндрами и сферическими тарелками, способствующая самоприработке клапанов к опорной поверхности седла.



Фиг. 116. Клапанная коробка и безопасная крышка завода Фрик.

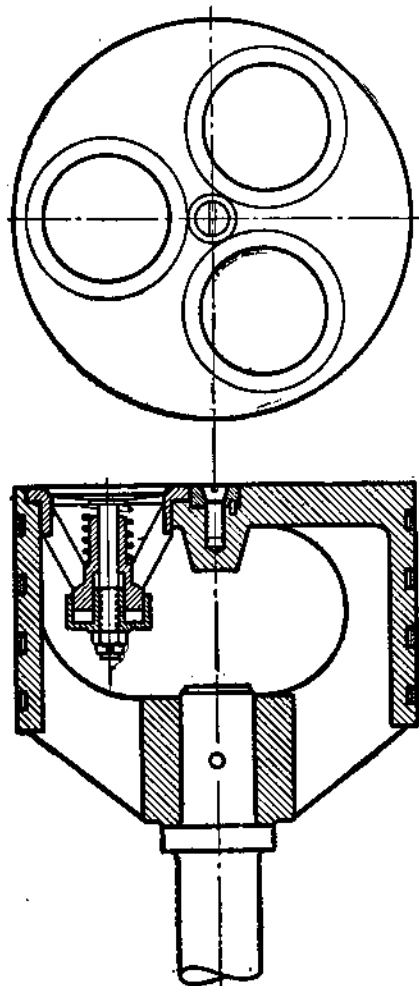
и делают соответствующий уступ в крышке цилиндра (фиг. 146), что, однако, затрудняет размещение нагнетательных клапанов. Специальной

конструктивной задачей является крепление всасывающих клапанов в поршне. Конструкция VDK (фиг. 103) с выступающей головкой болта не может считаться удачным решением вопроса: этот клапан нельзя вынуть сверху, отняв лишь крышку цилиндра, так как предварительно необходимо освободить снизу гаечный замок. Завод Стерн нашел иное решение вопроса: клапанная коробка крепится в поршне полым болтом с утопленной головкой и разрезным концом; внутри его сверху ввертывается нажимной болт с коническим концом, распирающим резьбу в

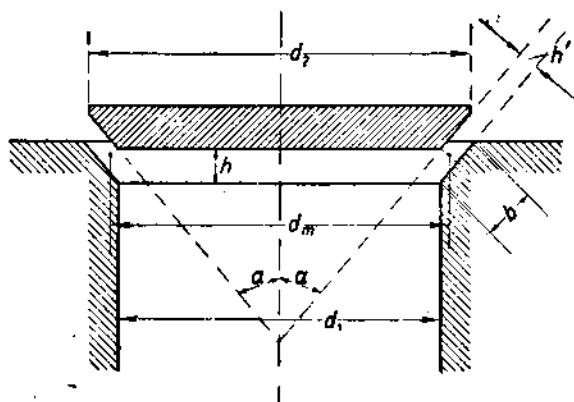
нижней разрезной части и осуществляющим застопоривание резьбового крепления.

Сколько-нибудь законченного метода расчета клапанов компрессора, учитывающего все условия их работы, еще не существует. Нижеприведенные формулы и расчеты помимо того, что они исходят из ряда упрощающих допущений, учитывают лишь одну сторону явления — статическое равновесие, не затрагивая движения клапана, и должны рассматриваться как формулы полуэмпирические.

Необходимые размеры клапанов определяются, исходя из допустимой средней депрессии во всасывающих клапанах, около 600 кг/м^2 (при максимальной до 1250 кг/м^2) и средней потери давления в нагнетательных клапанах 1250 кг/м^2 (при максимальной до 2500 кг/м^2).



Фиг. 117. Всасывающий клапан в поршне вертикально. о компрессора Фрика.



Фиг. 118.

Наибольшая высота подъема клапана при сохранении равенства скоростей в седле и в кольцевой щели могла бы достигать $h = \frac{d}{4}$. Однако, во избежание ударов при посадке клапана на седло, высота подъема ограничивается обычно:

$$h = (0,10 \text{ до } 0,15) \cdot d. \quad (10)$$

При наличии в тарелочном клапане конусного седла с углом 2α при вершине (фиг. 118) полезная высота прохода:

$$h' = h \cdot \sin \alpha. \quad (11)$$

Угол 2α обычно составляет около 75° и

$$h' = 0,609 \cdot h. \quad (12)$$

Средний расчетный диаметр кольцевой щели

$$d_m = d_1 + 2 \cdot \frac{h \cdot \sin \alpha}{2} \cdot \cos \alpha = d_1 + \frac{h \cdot \sin 2\alpha}{2} = d_1 + 0,483 \cdot h. \quad (13)$$

Обозначим давление перед клапаном и за клапаном соответственно через P_1 и P_2 , скорости в седле и в щели через w_1 и w_2 , объемные веса газа γ_1 и γ_2 . Потеря напора в клапане в метрах столба газа составит:

$$H = \frac{P_1 - P_2}{\gamma_1}, \quad (14)$$

а сила, поднимающая клапан,

$$P = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot (P_1 - P_2) = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot H \cdot \gamma_1. \quad (15)$$

При коэффициенте расхода в щели μ секундное количество протекающего через нее газа составит:

$$\mu \cdot \pi \cdot d_m \cdot h' \cdot \sqrt{2gH} \cdot \gamma_2. \quad (16)$$

Необходимая при этом рабочая ширина щели определится из уравнения

$$h' = \frac{\frac{\pi d_1^2}{4} \cdot w_1 \cdot \gamma_1}{\mu \cdot \pi \cdot d_m \cdot \sqrt{2gH} \cdot \gamma_2}. \quad (17)$$

Ввиду незначительности изменения γ принимаем

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} \approx 1,0$$

и

$$h' = \frac{\frac{\pi d_1^2}{4} \cdot w_1}{\mu \cdot \pi \cdot d_m \cdot \sqrt{2gH}}. \quad (18)$$

Если площадь поршня компрессора F , скорость поршня w и число всасывающих (или соответственно нагнетательных) клапанов в одной полости цилиндра равно i

$$F \cdot w = i \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot w_1. \quad (19)$$

Скорость поршня

$$w = \omega \cdot r \cdot \sin \varphi, \quad (20)$$

и для всасывающего клапана при $\sin \varphi = 1$ достигает максимального значения

$$w_{\max} = \omega \cdot r. \quad (21)$$

После подстановки в уравнение (18)

$$\frac{\pi d_1^2}{4} \cdot w_1 = \frac{F \cdot w}{i},$$

имеем

$$h' = \frac{F \cdot \omega}{i \cdot \mu \cdot \pi \cdot d_m \cdot \sqrt{2gH}} = \frac{F \cdot \omega \cdot r \cdot \sin \varphi}{i \cdot \mu \cdot \pi \cdot d_m \cdot \sqrt{2gH}} \quad (22)$$

и

$$h = \frac{h'}{\sin \alpha} = \frac{F \cdot \omega \cdot r \cdot \sin \varphi}{i \cdot \mu \cdot \pi \cdot d_m \cdot \sqrt{2gH} \cdot \sin \alpha}, \quad (23)$$

достигающая во всасывающем клапане максимального значения

$$h'_{\max} = \frac{F \cdot \omega \cdot r}{i \cdot \mu \cdot \pi \cdot d_m \cdot \sqrt{2gH_{\max}}} \quad (24)$$

и

$$h_{\max} = \frac{F \cdot \omega \cdot r}{i \cdot \mu \cdot \pi \cdot d_m \cdot \sqrt{2gH_{\max}} \cdot \sin \alpha}. \quad (25)$$

Задаваясь отношением $\frac{h}{d} = a$ в пределах, указанных уравнением (10), имеем из уравнения (25):

$$d_m = \sqrt{\frac{F \cdot \omega \cdot r}{i \cdot \mu \cdot \pi \cdot \sqrt{2gH_{\max}} \cdot a \cdot \sin \alpha}}. \quad (26)$$

Максимальная сила пружины

$$P_{\max} = \gamma_1 \cdot H_{\max} \cdot \frac{\pi d_2^2}{4} + G_{\text{кл}} \cdot \cos \beta, \quad (27)$$

где β — угол между направлением подъема клапана и направлением силы тяжести.

Диаметр проволоки пружины клапана определяется по уравнению

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot R \cdot P_{\max}}{\pi \cdot k_d}}, \quad (28)$$

где R — радиус пружины, k_d — допустимое напряжение кручения.

Необходимое число витков n определяется по формуле

$$n = \frac{G_d \cdot d^4 \cdot f_{\max}}{64 \cdot R^3 \cdot P_{\max}}, \quad (29)$$

где G_d — модуль упругости при кручении и $f_{\max}$ — полный прогиб при нагрузке $P_{\max}$, т. е. разность между длиной пружины в свободном состоянии и длиной ее в том положении, когда клапан имеет максимальный подъем.

Сила, с которой пружина прижимает клапан к седлу в мертвой точке ($w=0$, $h=0$), составляет

$$P_{\min} = P_{\max} \cdot \frac{f_{\max} - h_{\max}}{f_{\max}} = P_{\max} \cdot \frac{f_{\min}}{f_{\min} + h_{\max}}, \quad (30)$$

т. е. зависит от отношения той деформации, которая дается пружине при сборке клапана, к той, которую она получает при максимальном открытии клапана.

Приняв, например,

$$P_{\min} = 0,5 \cdot P_{\max},$$

получим:

$$f_{\max} = 2 \cdot h_{\max} \text{ и } f_{\min} = h_{\max}.$$

Пример 1. Определить размеры всасывающих и нагнетательных клапанов для горизонтального аммиачного компрессора двойного действия, имеющего диаметр цилиндра $D = 200$ мм, ход поршня $S = 300$ мм, диаметр штока $d = 50$ мм, наибольшее число оборотов в минуту $n = 220$; в каждой полости цилиндра имеется по 2 всасывающих и по 2 нагнетательных клапана ($i = 2$).

В основу расчета кладем „нормальные“ условия работы: $t_0 = -10^\circ \text{Ц}$ ($p_0 = 2,97$ атм), $t = +23^\circ \text{Ц}$ ($p = 10,23$ атм).

1. Всасывающий клапан.

Депрессия

$$H_{\max} = \frac{P_1 - P_2}{\gamma_1} = \frac{1250}{2,39} = 524 \text{ м.}$$

Угловая скорость

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 220}{30} = 23.$$

Задаваясь отношением $\frac{h}{d} = a = 0,1$ и коэффициентом расхода $\mu = 0,6$, по уравнению (26) имеем:

$$d_m = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot 0,23^2}{4} \cdot 23 \cdot 0,15}{2 \cdot 0,6 \cdot \pi \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 524 \cdot 0,1 \cdot 0,609}}} = 0,067 \text{ м} = 67,0 \text{ мм},$$

$$h_{\max} = 0,1 \cdot d_m = 6,7 \text{ мм.}$$

По уравнению (13)

$$d_1 = 67,0 - 6,7 \cdot 0,483 = 63,8 \approx 65 \text{ мм.}$$

Принимая ширину опорной поверхности $b = 7,0$ мм, имеем:

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot b \cdot \sin \alpha = 65,0 + 2 \cdot 7 \cdot 0,609 = 73,5 \text{ мм.}$$

Максимальная скорость в седле клапана составляет при этом

$$w_1 = \frac{F \cdot \omega \cdot r}{i \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} = \frac{\frac{\pi \cdot 0,23^2}{4} \cdot 23 \cdot 0,15}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,065^2}{4}} = 16,3 \text{ м/сек}$$

при средней скорости около $10,5$ м/сек.

Максимальная сила пружины по уравнению (27)

$$P_{\max} = 2,39 \cdot 524 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0735^2}{4} + G_{кл} = 5,3 + G_{кл}.$$

Вес клапана включен полным слагаемым как наименее выгодный случай работы пружины.

Приняв $G_{кл} = 0,3$ кг, имеем $P_{\max} = 5,6$ кг.

Диаметр проволоки пружины определяется по уравнению (28); задавшись $R = 16$ мм и $\kappa_d = 16$ кг/мм², имеем

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 16 \cdot 5,6}{\pi \cdot 16}} = 3,0 \text{ мм.}$$

Принимаем $P_{\min} = 0,5 \cdot P_{\max} = 2,8$ кг; пользуясь формулой (29), принимаем в ней $f = h_{\max}$ и $P = P_{\max} - P_{\min}$, тогда при пружинении

$$\frac{f}{P} = \frac{0,67}{5,6 - 2,8} = 0,24 \text{ см/кг}$$

имеем необходимое число витков

$$n = \frac{850000 \cdot 0,3^4}{64 \cdot 1,6^3} \cdot 0,24 \approx 6,5,$$

а конструктивно около 8 витков.

2. Нагнетательный клапан.

Удельный объем в конце сжатия $v = 0,16$ м³/кг и $\gamma = 6,25$ кг/м³.

Потери напора в клапане

$$H_{\max} = \frac{2500}{6,25} = 400 \text{ м.}$$

Отношение удельных объемов в начале и в конце сжатия

$$\frac{v_0''}{v} = \frac{0,418}{0,16} = 2,62$$

показывает, что процесс выталкивания происходит при угле вращения кривошипа между 105 и 180°. Примем максимальный подъем клапана условно в середине хода выталкивания, т. е. при угле 120° и $h_{\max} = 6,7$ мм. Тогда по уравнению (23)

$$d_m = \frac{23 \cdot 0,15 \cdot \sin 120^\circ}{2 \cdot 0,6 \cdot \pi \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 400 \cdot 0,0067 \cdot 0,609}} = 0,069 \text{ м} = 69,0 \text{ мм},$$

и

$$d = 69,0 - 6,7 \cdot 0,83 = 65,8 \approx 65 \text{ мм},$$

т. е. принимается одного размера со всасывающим клапаном.

Максимальная сила пружины по уравнению (27)

$$P_{\max} = 6,25 \cdot 400 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0735^2}{4} + G_{\text{кл}} = 10,32 + G_{\text{кл}}.$$

Начальная затяжка пружины $P_{\min} = 0,5 \cdot P_{\max}$.

Принимая $G_{\text{кл}} = 0,25$ кг, имеем $P_{\max} = 10,6$ кг и $P_{\min} = 5,3$ кг.

Диаметр проволоки

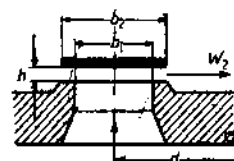
$$d = \sqrt{\frac{16 \cdot 16 \cdot 10,6}{3,14 \cdot 20}} = 3,5 \text{ мм}.$$

При сжатии $\frac{0,67}{5,3} = 0,128$ см/кг имеем минимальное необходимое число витков

$$n = \frac{850 \cdot 000 \cdot 0,35^4}{64 \cdot 1,6^3} \cdot 0,128 \approx 6,3,$$

а конструктивно около 10 витков, что будет соответствовать большей начальной затяжке пружины.

В пластинчатом клапане с двухсторонним выходом газа обозначим давление перед клапаном и за клапаном соответственно через P_1 и P_2 , скорости в седле и в щели через w_1 и w_2 , объемные веса газа через γ_1 и γ_2 , площади прохода седла и щели клапана через f_1 и f_2 ; площадь же пластины, на которую действует разность давлений $P_1 - P_2$, обозначим через $F_2 = \pi \cdot d_m \cdot b_2$. Обозначения размеров пластины видны из фиг. 119.



Фиг. 119.

Потеря давления в клапане в кг/м² составляет $P_1 - P_2 = H \cdot \gamma$; сила же P , поднимающая клапан, определяется, с одной стороны, разностью давлений по обе стороны пластины, а с другой стороны, импульсом струи¹. Вместе с тем

$$H = \frac{w_2^2}{2g} (1 + \zeta_2).$$

Таким образом

$$P = F_2 \cdot \gamma_1 \cdot H + \zeta_1 \cdot \frac{f_1 \cdot \gamma_1 \cdot w_1^2}{g} = F_2 \cdot \gamma_1 \cdot \frac{w_2^2}{2g} (1 + \zeta_2) + \zeta_1 \cdot f_1 \cdot \gamma_1 \cdot \frac{w_1^2}{g}, \quad (31)$$

где ζ_1 и ζ_2 — коэффициенты, зависящие в общем случае от конфигурации седла и клапана.

При коэффициенте расхода μ в щели количество протекающего через нее газа составляет:

$$\mu \cdot [\pi (d_m + b_2) + \pi (d_m - b_2)] \cdot h \cdot \sqrt{2gH} = \mu \cdot 2\pi \cdot d_m \cdot h \cdot \sqrt{2gH} \cdot \gamma_2 \quad (32)$$

¹ Ранее [формула (27)] мы импульсом струи пренебрегали, так как в шпиндельном клапане скорость в седле была мала по сравнению со скоростью в щели.

Обозначим коэффициент живого сечения седла через β . Тогда из равенства расходов через седло и щель клапана имеем

$$f_1 \cdot w_1 \cdot \gamma_1 = \beta \cdot \pi \cdot d_m \cdot b_1 \cdot w_1 \cdot \gamma_1 = \mu \cdot 2\pi \cdot d_m \cdot h \cdot \sqrt{2gH} \cdot \gamma_2. \quad (33)$$

Пренебрегая изменением γ при незначительной разности давлений и принимая $\gamma_1 \approx \gamma_2$, имеем из уравнения (33) для всасывающего клапана при $h_{\max}$ в середине хода:

$$d_m = \frac{f_1 \cdot w_1 \cdot \gamma_1}{\mu \cdot 2\pi \cdot h_{\max} \cdot \gamma_2 \cdot \sqrt{2gH_{\text{всас}}}} = \frac{f_1 \cdot w_1}{\mu \cdot 2\pi \cdot h_{\max} \cdot \sqrt{2gH_{\text{всас}}}} = \frac{F \cdot \omega \cdot r}{i \cdot \mu \cdot 2\pi \cdot h_{\max} \sqrt{2gH_{\text{всас}}}}, \quad (34)$$

а для нагнетательного — при $h_{\max}$ в середине хода выталкивания:

$$d_m = \frac{F \cdot \omega \cdot r \cdot \sin 120^\circ}{i \cdot \mu \cdot 2\pi h_{\max} \sqrt{2gH_{\text{нагн}}}}. \quad (35)$$

Благодаря двусторонности прохода пара в кольцевом пластинчатом клапане достигаются значительные площади прохода при малой высоте подъема клапана (обычно от 2 до 3,5 мм), что позволяет в значительной мере повысить быстроходность машины.

Для наилучшего использования площади клапанной решетки и понижения скоростей потока газа в больших клапанах целесообразен переход от однокольцевых пластин к двухкольцевым. Площадь прохода двухкольцевого пластинчатого клапана составляет $F = 2\pi(d_{m1} + d_{m2})h$, где d_{m1} и d_{m2} — средние диаметры кольцевых пластин. Увеличение площади прохода происходит при этом в отношении $\frac{d_{m1} + d_{m2}}{d_m}$.

Установление расчетным путем условий движения клапанов и рабочих усилий пружин носит предварительный характер и требует последующей опытной проверки для каждого типа клапанов. Так например, не поддается учету сила прилипания клапана к седлу и к упорному кольцу, ограничивающему ход клапана. У пластинчатых клапанов, несмотря на хорошую шлифовку клапана к седлу, сила прилипания оказывается небольшой, повидимому, вследствие того, что при легких пластинчатых клапанах между клапаном и седлом остается слой масла, способствующий гидравлической передаче давления. После открытия клапана часть созданного под клапаном избыточного давления идет на сообщение клапану начального ускорения, а часть на создание скорости потока. Инерция клапана поглощается возрастающим сопротивлением пружины или упругим ударом (тарельчатые клапаны) об упорное кольцо, ограничивающее ход клапана. К концу хода поршня пружина должна освободить клапан от прилипания к упорному кольцу и обеспечить его плавное закрытие при проходе поршня через мертвое положение.

Следует отметить, что условия работы нагнетательных клапанов особенно неблагоприятны, так как они в противоположность всасывающим начинают свой подъем сразу с большой скорости поршня, и давление газа в них нарастает до максимальной величины почти мгновенно. Клапаны получают сразу весьма значительные ускорения, преувеличенный взмах и приходят в колебательное движение; упругое ограничение хода клапана является поэтому вполне целесообразным.

Пример 2. Определить размеры всасывающих и нагнетательных пластинчатых клапанов для машины предыдущего примера.

1. Всасывающий клапан.

Депрессия

$$H_{\max} = \frac{800}{2,39} = 334 \text{ м.}$$

Задаваясь высотой подъема пластины клапана $h_{\max} = 3,2$ мм, имеем по уравнению (31):

$$d_m = \frac{\frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} \cdot 23 \cdot 0,15}{2 \cdot 0,6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,0032 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 3,24}} = 0,0555 \text{ м} = 56 \text{ мм.}$$

Принимаем размеры пластины $b_2 = 22$ мм, $b_1 = 15$ мм, $\beta = 0,8$, тогда максимальная скорость в седле клапана

$$w_1 = \frac{F \cdot \omega \cdot r}{i \cdot \beta \cdot f_1} = \frac{\frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} \cdot 23 \cdot 0,15}{2 \cdot 0,8 \cdot \pi \cdot 0,056 \cdot 0,015} = 25,7 \text{ м/сек}$$

при средней скорости около 16,5 м/сек.

Пользуясь формулой (31), принимаем $\xi_1 = 1$, тогда максимальная сила пружины

$$P_{\max} = 334 \cdot 2,39 \cdot \pi \cdot 0,056 \cdot 0,022 + 1 \cdot \pi \cdot 0,056 \cdot 0,015 \cdot 2,39 \cdot \frac{25,7^2}{9,81} + G_{кл} = 3,09 + 0,42 + G_{кл} = 3,51 + G_{кл}.$$

При весе клапана $G_{кл} = 0,09$ кг имеем: $P_{\max} = 3,6$ кг, примем $P_{\min} = 0,5 \cdot P_{\max} = 1,8$ кг. Минимальный диаметр проволоки пружины

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 28 \cdot 3,6}{\pi \cdot 20}} = 2,95 \text{ мм} \approx 3 \text{ мм.}$$

При пружинении

$$\frac{f}{P} = \frac{0,32}{3,6 - 1,8} = 0,18 \text{ см/кг}$$

имеем необходимое число витков

$$n = \frac{850\,000 \cdot 0,3^4}{64 \cdot 2,8^3} \cdot 0,18 = 1 \text{ виток,}$$

а конструктивно — 2—3 витка, что означает $P_{\min} = (0,75 \text{ до } 0,85) \cdot P_{\max}$.

2. Нагнетательный клапан.

Потеря напора в клапане

$$H_{\max} = \frac{1\,600}{6,25} = 256 \text{ м.}$$

При $h_{\max} = 3,2$ мм в середине выталкивания имеем по уравнению (35)

$$d_m = \frac{23 \cdot 0,15 \cdot \sin 120^\circ \cdot \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4}}{2 \cdot 0,6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,0032 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 256}} = 0,055 \text{ м} \approx 56 \text{ мм,}$$

т. е. одного размера со всасывающим; при этом скорость в седле клапана

$$w_1 = \frac{\frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} \cdot 23 \cdot 0,15 \cdot \sin 120^\circ}{2 \cdot 0,8 \cdot \pi \cdot 0,056 \cdot 0,015} = 22,2 \text{ м/сек.}$$

Максимальная сила пружины по уравнению (31)

$$P_{\max} = 256 \cdot 6,25 \cdot \pi \cdot 0,056 \cdot 0,022 + \pi \cdot 0,056 \cdot 0,15 \cdot 6,25 \cdot \frac{22,2^2}{9,81} + G_{кл} = 6,2 + 0,827 + G_{кл} = 7,03 + 0,09 = 7,12 \text{ кг.}$$

Имея дело с пластинчатым клапаном, берем $P_{\min} = 0,8 \cdot P_{\max} = 5,7$ кг. Диаметр проволоки

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 28 \cdot 7,12}{\pi \cdot 20}} = 3,7 \text{ мм.}$$

При сжатии

$$\frac{f}{P} = \frac{0,32}{7,12 - 5,7} = 0,23 \text{ см/кг}$$

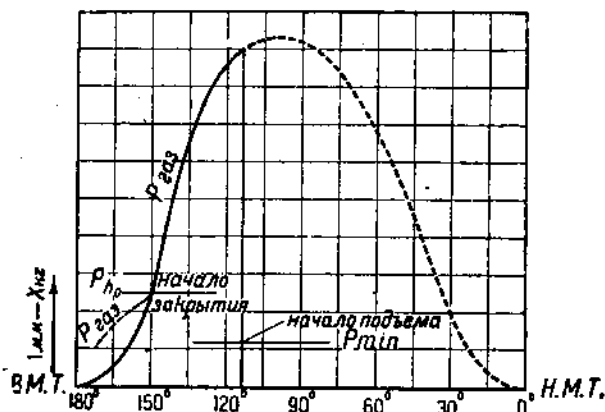
имеем необходимое число витков

$$n = \frac{850\,000 \cdot 0,37^4}{64 \cdot 2,8^4} \cdot 0,23 = 2,7 \text{ витка,}$$

а конструктивно 3 витка.

Мы принимали до сих пор, что максимальный напор газа на клапан как раз уравнивается пружиной при деформации ее $f_{\max} = f_{\min} + h_{\max}$, и соответственно подбирали размеры пружины. Клапан придерживался пружиной на весу в потоке газа, и в тот момент, когда напор становился меньше максимального (на всасывании примерно с середины хода), начиналась посадка клапана. В быстроходных вертикальных прямоточных компрессорах клапаны обычно

конструируются так, что клапан доходит до упора задолго до достижения $w_{\max}$ и $h_{\max}$. Представим себе клапан, все время открытый на максимальную величину h_0 , заданную конструктивным выполнением клапана и упора. Пока это имеет место, сила давления газа на клапан, получаемая из уравнения (31), является исключительно функцией скорости поршня в соответствующий момент. Действительно



Фиг. 120. Определение момента начала подъема и закрытия нагнетательного клапана.

и

$$w_1 = w_{\text{порш}} \cdot \frac{F}{f_1}$$

т. е. $w_1 = \text{const} \cdot w_{\text{порш}}$.

Пока клапан находится в положении максимального подъема (упора) h , а следовательно, и f_2 постоянны, и мы имеем также $w_2 = \text{const} \cdot w_{\text{порш}}$. Тогда

$$P_{\text{газ}} = F_2 \cdot \gamma_1 \cdot \frac{w_2^2}{2g} (1 + \zeta_2) + \zeta_1 \cdot f_1 \cdot \gamma_1 \cdot \frac{w_1^2}{g} = F_2 \cdot \frac{F^2 \cdot \gamma_1 (1 + \zeta_2)}{f_2^2 \cdot a^2 \cdot 2g} \cdot w_{\text{порш}}^2 + \zeta_1 \cdot \frac{F^2 \cdot \gamma_1}{f_1 \cdot g} \cdot w_{\text{порш}}^2 = \text{const} \cdot w_{\text{порш}}^2 \quad (36)$$

Эта зависимость изображена графически на фиг. 120, где на оси абсцисс отложен пропорциональный времени (а не ходу поршня) угол поворота кривошипа. Пренебрегая конечной длиной шатуна, имеем:

$$w_{\text{порш}} = \frac{\pi \cdot n \cdot r}{30} \cdot \sin \varphi \text{ и } w_{\text{порш}}^2 = \text{const} \cdot \sin^2 \varphi.$$

Получающаяся при этом своеобразная форма кривой в основном сохраняется и при конечной длине шатуна ($P_{\text{газ}}$ на фиг. 120). Отложив в том же масштабе значения P_{h_0} — максимальную силу, которую развивает

пружина в крайнем положении клапана, мы найдем на абсциссе пересечения прямой P_{h_0} и кривой $P_{газ}$ момент начала закрытия клапана. Наоборот, задавшись этим моментом (например, $1/6$ часть хода по времени, т. е. при $\varphi = 150^\circ = 180^\circ - 30^\circ$), мы можем найти потребную силу P_{h_0} , а поскольку величина h_0 задана, подобрать и размеры пружины по формулам (28), (29), (30).

Во всасывающем клапане вертикальной прямооточной машины действие пружины изменяется силой инерции клапана. Эта сила $P_{ин}$ в мертвой точке, пренебрегая конечной длиной шатуна, составит

$$P_{ин} = G_{кл} \frac{j}{g} = G_{кл} \frac{\omega^2 r}{g} = G_{кл} \frac{r n^2}{g} \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 = G_{кл} \cdot \frac{r \cdot n^2}{1000} \cdot 1,12. \quad (37)$$

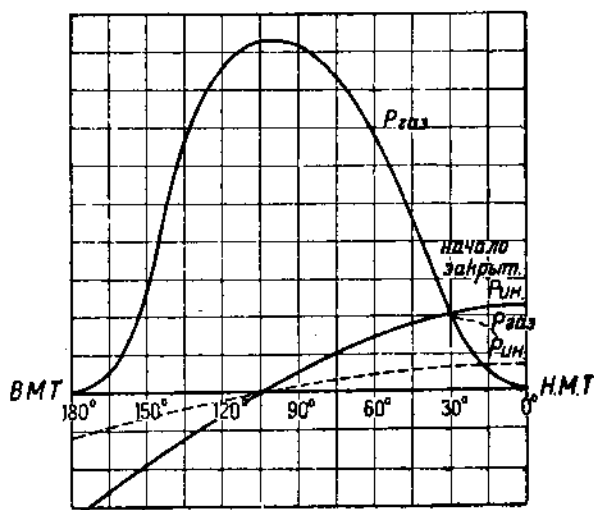
В модели Йорка с $D = 3''$ (76 мм)

$$P_{кл} = G_{кл} \cdot 13,6,$$

и в модели с $D = 18''$ (457 мм)

$$P_{ин} = G_{кл} \cdot 16,5.$$

В действительности назначение пружины заключается не в том, чтобы мешать клапану открываться, а в том, чтобы закрывать его в конце хода. В нижней мертвой точке влияние конечной длины шатуна еще уменьшит рассчитанную по формуле (37) величину $P_{ин}$ в отношении $\left(1 - \frac{r}{l}\right)$, т. е. примерно на 20%. Получается кривая, показанная на фиг. 121; помещенная там же пунктирная кривая для уменьшенного веса клапана отличается от первой лишь пропорционально уменьшенными ординатами. С помощью построения, показанного на фиг. 120, можно в существующей машине определить теоретический момент начала закрытия клапана. Для этого надо по известным сечениям и сопротивлениям клапана найти максимальную ординату кривой $P_{газ}$, которая при $\frac{l}{r} = 5$ будет в точности подобна кривой фиг. 120 и 121. Затем по замеренным размерам пружины R и d , длине в свободном состоянии и длине в положении максимального подъема клапана h_0 по формулам (29) и (30) определить P_{h_0} . В нагнетательном клапане машины Йорк получается P_{h_0} , равное примерно $\frac{1}{4}$ от теоретической максимальной ординаты $P_{газ}$, что дает начало закрытия примерно на $\frac{1}{6}$ от верхней мертвой точки (по времени). Если надо сконструировать машину, подобную исследованной, но несколько иных размеров, то подбирают конструктивно возможные максимальные проходные сечения клапанов, определяют $P_{газ}$ и берут такой



Фиг. 121. Определение момента начала закрытия всасывающего клапана ВП компрессора.

папа найти максимальную ординату кривой $P_{газ}$, которая при $\frac{l}{r} = 5$ будет в точности подобна кривой фиг. 120 и 121. Затем по замеренным размерам пружины R и d , длине в свободном состоянии и длине в положении максимального подъема клапана h_0 по формулам (29) и (30) определить P_{h_0} . В нагнетательном клапане машины Йорк получается P_{h_0} , равное примерно $\frac{1}{4}$ от теоретической максимальной ординаты $P_{газ}$, что дает начало закрытия примерно на $\frac{1}{6}$ от верхней мертвой точки (по времени).

Если надо сконструировать машину, подобную исследованной, но несколько иных размеров, то подбирают конструктивно возможные максимальные проходные сечения клапанов, определяют $P_{газ}$ и берут такой

размер пружины, чтобы начало закрытия было примерно в той же точке, что и в исследованной машине, поскольку конструкция последней опытом оправдана и работа клапанов была хорошей.

Фиг. 121 показывает, что во всасывающем клапане прямооточной машины меньший вес означает более позднее начало закрытия. Примененный нами метод дает возможность определить теоретический момент начала закрытия клапана, но пока еще не опубликовано исследований, которые бы определили уравнения движения клапана компрессора при его посадке. Дело в том, что когда клапан отойдет из положения h_0 , то проходное сечение уменьшится, скорость возрастет и ординаты кривых $P_{\text{воз}}$ (фиг. 120 и 121 пунктирная ветвь) относительно возрастут, — задача становится неопределенной. По аналогии с большей скоростью падения в воздухе шара железного, чем деревянного, можно считать, что более легкий клапан в этих условиях все же позже достигает седла; возможно, что всасывающие пластинчатые клапаны из-за малого веса в прямооточных машинах несвоевременно закрываются, что уменьшает их подачу; это в известной мере подтверждается расхождением в значении коэффициентов подачи прямооточных машин Йорк, с одной стороны, и Вильтера и VDK, с другой стороны (табл. 27 и 29), а также — Стерна и Холла. Другой причиной может быть то обстоятельство, что шпиндельные клапаны в поршне могут помещаться заподлицо с его торцом, а пластинчатые создают добавочные кольцевые (вредные) пространства.

Пружина всасывающего клапана компрессора Йорк подбирается так, чтобы клапан был приоткрыт на величину 1—2 мм, когда на него не действуют силы инерции. Пружина должна быть рассчитана по формулам (29) и (30) так, чтобы при длине ее, соответствующей возвышению клапана на 1—2 мм над седлом,

$$P_{\text{пруж}} = G_{\text{кл.}} \quad (38)$$

Буферные пружины безопасных крышек подбираются с таким расчетом, чтобы крышка могла подняться при давлении в цилиндре, превышающем на 5 ат эксплуатационное давление в конденсаторе p . Поскольку предохранительный клапан не допускает повышения давления в системе выше 20 ат, давление под крышкой не может подняться выше 25 ат.

Обозначив диаметр цилиндра через D , наружный диаметр крышки через D_1 , число пружин через i , имеем следующее уравнение для определения расчетного усилия пружины $P_{\text{пруж}}$:

$$i \cdot P_{\text{пруж}} = \frac{\pi}{4} D^2 (p + 5) - \frac{\pi D_1^2}{4} p = \frac{\pi}{4} [5D^2 - (D_1^2 - D^2)p]. \quad (39)$$

Подбор пружин производится по формулам (29) и (30) с таким расчетом, чтобы ее затяжка в нормальном положении составляла $P_{\text{пруж}}$.

В. Предохранительные клапаны.

Для обеспечения безопасности эксплуатации машины цилиндр компрессора должен быть снабжен предохранительным клапаном, устанавливающим сообщение нагнетательного и всасывающего каналов компрессора в том случае, когда давление нагнетания превзойдет установленный законом предел. Причинами чрезмерного повышения давления в системе могут быть: переполнение системы аммиаком, пуск машины в ход без охлаждающей воды или с закрытым запорным нагнетательным вентилем у компрессора или на нагнетательной линии до конденсатора. Предохранительный клапан должен иметь размеры, обеспечивающие перепуск при скорости, близкой к критической, всего количества холодильного агента,

подаваемого компрессором. Меньшие размеры клапанов не обеспечат от дальнейшего нарастания давления, а большие размеры нежелательны, так как несовершенный клапан может в процессе нормальной работы оказывать неблагоприятное постоянное влияние на холодопроизводительность машины при небольших трудно обнаруживаемых неплотностях в нем.

Открытие предохранительного клапана должно последовать при давлении, превышающем на 5 ат наибольшее рабочее давление в машине. и обычно принимается 20—21 ат (300 фунт/дм²).

Размеры предохранительных клапанов, установленные О-вом американских инженеров-холодильщиков, приведены в табл. 30.

ТАБЛИЦА 30
Размеры предохранительных клапанов.

Холодопроизводительность машины при „стандартных“ американских условиях Q_0 кал/час	Минимальный диаметр предохранительного клапана в мм	Холодопроизводительность машины при „стандартных“ американских условиях Q_0 кал/час	Минимальный диаметр предохранительного клапана в мм
15 000 — 45 000	10	300 000 — 525 000	30
45 000 — 90 000	15	525 000 — 750 000	40
90 000 — 180 000	20	750 000 — 1 350 000	50
180 000 — 300 000	25	1 350 000 — 2 700 000	2 шт. по 50

Перетекание аммиака через предохранительный клапан происходит при отношении $\frac{p}{p_0}$, выходящем далеко за пределы критического $\left(\frac{p}{p_{кр}} = 1,8\right)$.

Как известно из термодинамики, истечение перегретого пара в клапане будет происходить при критическом давлении

$$p_{кр} = \frac{p}{1,8} = p \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} = 0,556p \quad (40)$$

и при критической скорости

$$w_{кр} = \sqrt{2g \cdot \frac{k}{k+1}} \sqrt{p \cdot v} = 388 \sqrt{p \cdot v}. \quad (41)$$

Весовое количество пара, протекающего через единицу площади критического сечения, определяется из уравнения:

$$\frac{G}{f_{кр}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{2gk}{k+1}} \sqrt{\frac{p}{v}} = 210 \sqrt{\frac{p}{v}}. \quad (42)$$

В уравнениях (40) и (42) p означает начальное давление истечения в кг/см², а v — начальный удельный объем в м³/кг.

Для определения минимальных размеров предохранительного клапана машины надлежит исходить из возможно высокой температуры испарения холодильного агента ($t_0 = +5^\circ$) и давления в конденсаторе 21 атa ($v = 0,0832$ м³/кг).

Тогда $p_{кр} = 0,556 \cdot 21 = 11,7$ кг/см², $w_{кр} = 440$ м/сек и

$$\frac{G}{f_{кр}} = 3340 \text{ кг/сек} \cdot \text{м}^2.$$

Пример. Определить минимальные размеры предохранительного клапана для двухцилиндровой машины Йорк ($D=11"$, $S=13"$) „стандартной“ холодопроизводительности $Q_0=298\,700$ кал/час (табл. 26).

Часовой объем, описываемый поршнем, $V_h=671$ м³/час. При отложении давлений

$$\frac{p}{p_0} = \frac{21}{6,26} = 4,0$$

коэффициент подачи

$$\lambda_a = 0,842 \cdot \frac{0,88}{0,865} = 0,86$$

и часовой количество подаваемого аммиака

$$G_a = \frac{V_h \cdot \lambda_a}{v_0} = \frac{671 \cdot 0,86}{0,243} = 2\,370 \text{ кг/час,}$$

или 0,66 кг/сек. Минимальная площадь сечения предохранительного клапана

$$f_{\text{теор}} = \frac{0,66}{3\,340} = 0,000197 \text{ м}^2 = 197 \text{ мм}^2,$$

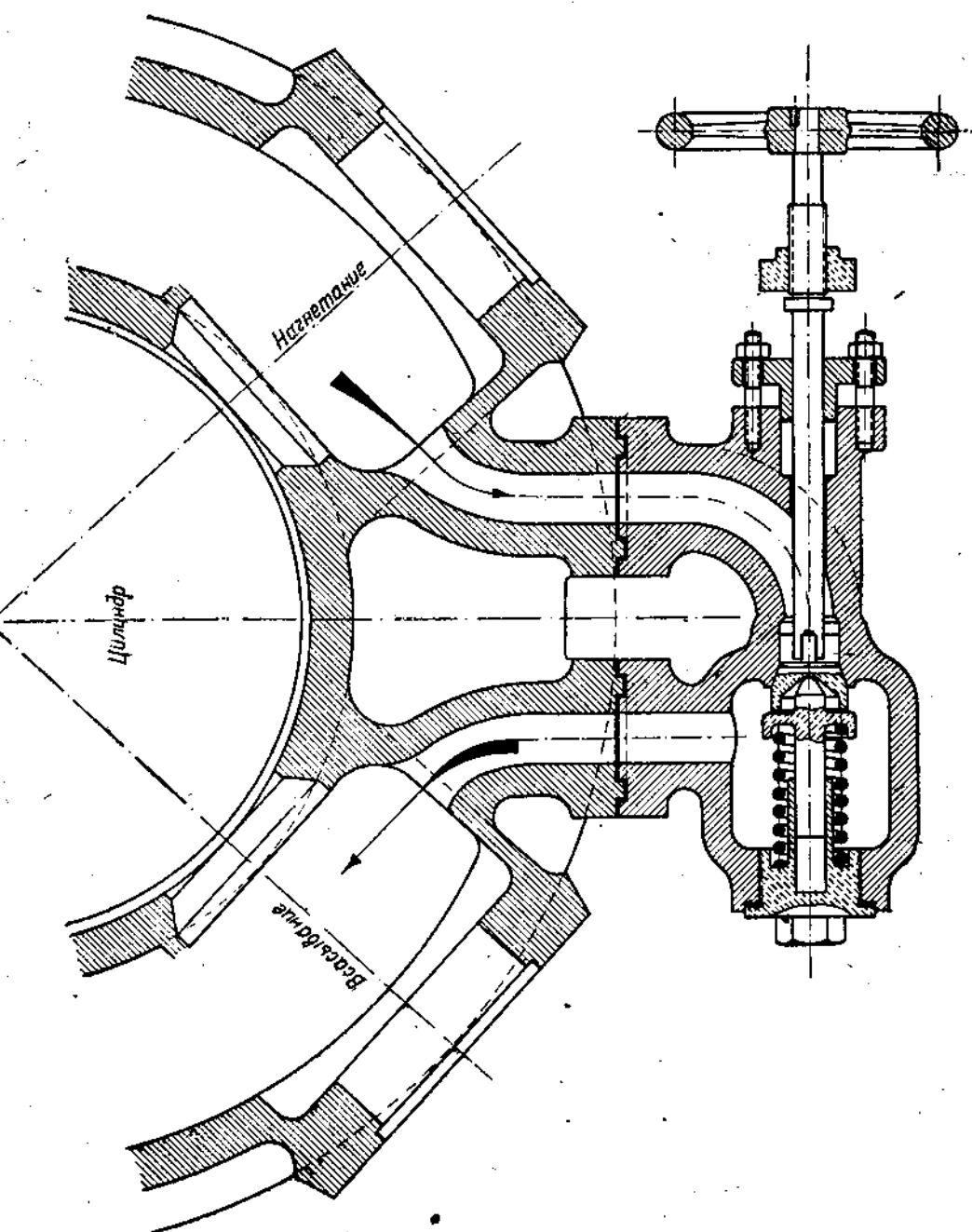
а с учетом в действительном истечении коэффициента расхода $\mu=0,6$, $f_{\text{двост}}=330$ мм², что соответствует диаметру клапана $d=20,5$ мм; по табл. 30 для машины производительностью 300 000 „стандартных“ кал/час должен быть установлен предохранительный клапан диаметром 25 мм.

На фиг. 122 показана американская конструкция предохранительного клапана; следует отметить передачу давления пружины на самый низ клапана и хорошее направление клапана по цилиндру большого диаметра.

На фиг. 123 показана прежняя конструкция предохранительного клапана завода Борзиг, устанавливавшегося обычно под цилиндром компрессора; клапан может быть открыт также от руки посредством выведенного наружу шпиделя с маховичком, и он заменяет собой в этом случае обводной вентиль для облегчения пуска машины в ход. Опыт, однако, показывает, что произведенное открытие такого предохранительного клапана ставит под сомнение его дальнейшую плотность, так как при нижнем расположении клапана на нем собираются загрязнения из цилиндра и, попадая под клапан, не допускают его последующего плотного закрытия. В позднейших моделях завод заменил эту конструкцию простым пластинчатым предохранителем (фиг. 124). В случае повышения давления за установленный предел 20 атм задоженная в предохранителе калиброванная чугунная пластинка продавливается и устанавливает сообщение нагнетательной полости компрессора со всасывающей; быстрая замена лопнувшей пластинки новой приводит компрессор вновь в рабочее состояние. Пластинчатые предохранители имеют то основное преимущество, что при них исключается возможность понижения холодопроизводительности машины из-за возможной неплотности в предохранительном клапане.

Фиг. 122. Предохранительный клапан (Фербенко).

Завод Холла применяет для аммиачных машин железные пластинки толщиной в 0,15 мм.

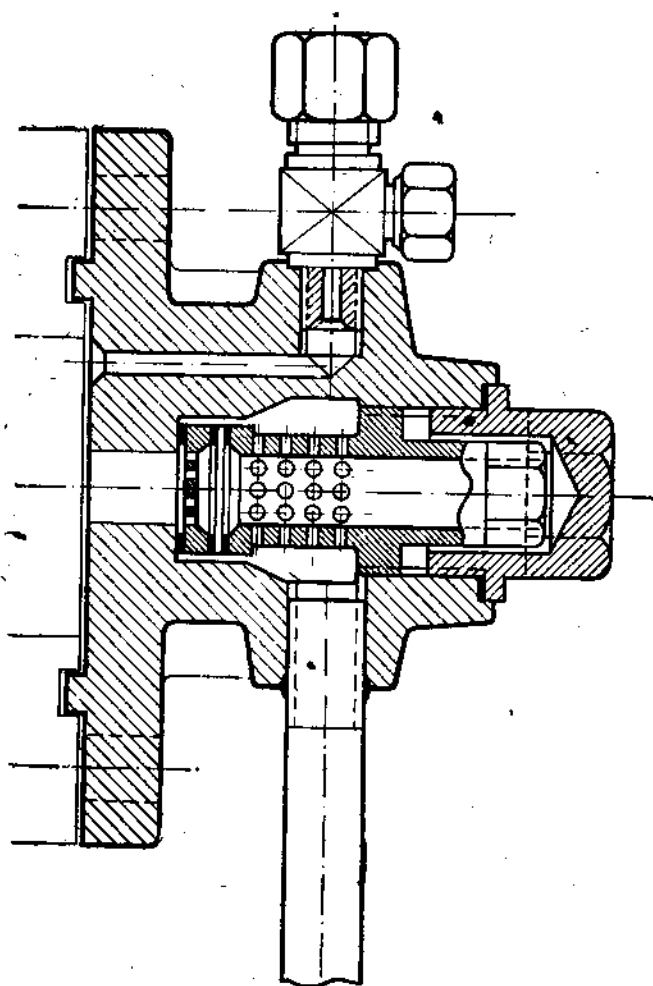


Фиг. 123. Предохранительный клапан завода Борзиг.

Г. Поршень.

Как видно из рассмотренных нами конструкций основных типов горизонтальных машин, разъемный сферический поршень (фиг. 76), как правило, вышел из употребления и заменен обычным плоским полым поршнем (фиг. 81, 85, 87, 88, 89), иногда все же составным (фиг. 81). Число поршневых колец изменяется с числом оборотов машины, начиная с 6 в старых тихоходных машинах и доходя до 4 в быстроходных машинах

современного типа. В установке поршневых колец должна быть устранена возможность их вращения, что достигается закладной шпонкой или установочными штифтами

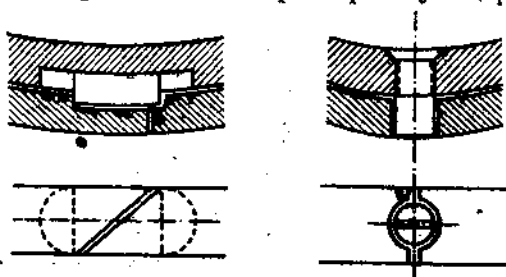


Фиг. 124. Пластинчатый предохранительный клапан.

нием длины цилиндра и весьма нежелательным возрастанием веса подвижных частей. Исключительная длина поршня в компрессоре Зульцера (фиг. 83), превосходящая его ход, определяется составной из 3 частей конструкцией цилиндра, при которой поршневые кольца желательно сосредоточить в средней части поршня и устранить выход их за пределы вставной гильзы.

Конструкция полого проходного поршня тронкового типа для быстроходных вертикальных машин ясна из фиг. 92, 93, 98 и уже подвергалась рассмотрению при сопоставлении основных типов быстроходных вертикальных машин.

штифтами (фиг. 125). Торцевая гайка, крепящая впотай поршень на штоке, должна быть надежно предохранена от возможности ее самосвертывания путем установки стопорных торцевых шпилек, входящих как в тело поршня, так и в тело гайки (фиг. 81). Иногда возможность самосвертывания гайки устраняется заливкой ее белым металлом (фиг. 126); заливка производится через отверстие *A*. Для отвертывания гайки отросток *A*, а также торцевые отверстия *B* для ключа высверливаются. Длина поршня *L* обычно близка к диаметру цилиндра и составляет $L \approx D - 50$ мм. Увеличение длины поршня, достигающее иногда размера его хода, имеет то положительное значение, что разобцает в работе обе полости цилиндра и этим уменьшает теплообмен холодильного агента со стенками цилиндра; однако увеличение длины поршня сопровождается увеличением



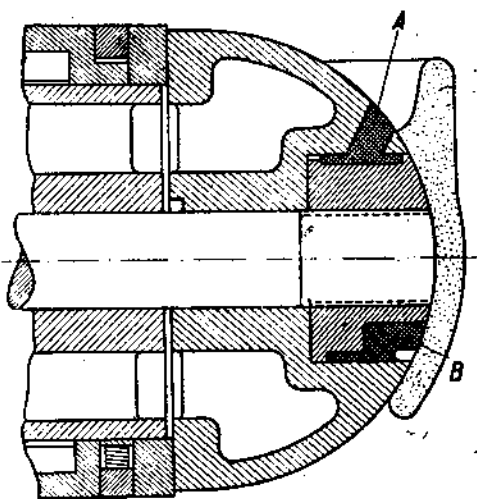
Фиг. 125. Установка поршневых колец.

Работа с высокими температурами перегрева привела к необходимости применения в аммиачных компрессорах металлических сальниковых набивок из подвижных разрезных колец, выполняемых из белого металла или самого мягкого чугуна. Так называемый „фонарь“ разделяет сальник на две половины (высокого и низкого давления); „фонарь“ соединяется со всасывающей линией компрессора, и таким образом аммиак, пробравшийся из цилиндра через первую часть сальника (высокого давления), отсасывается компрессором, а вторая часть сальника (низкого давления) работает лишь на давление всасывания (фиг. 127).

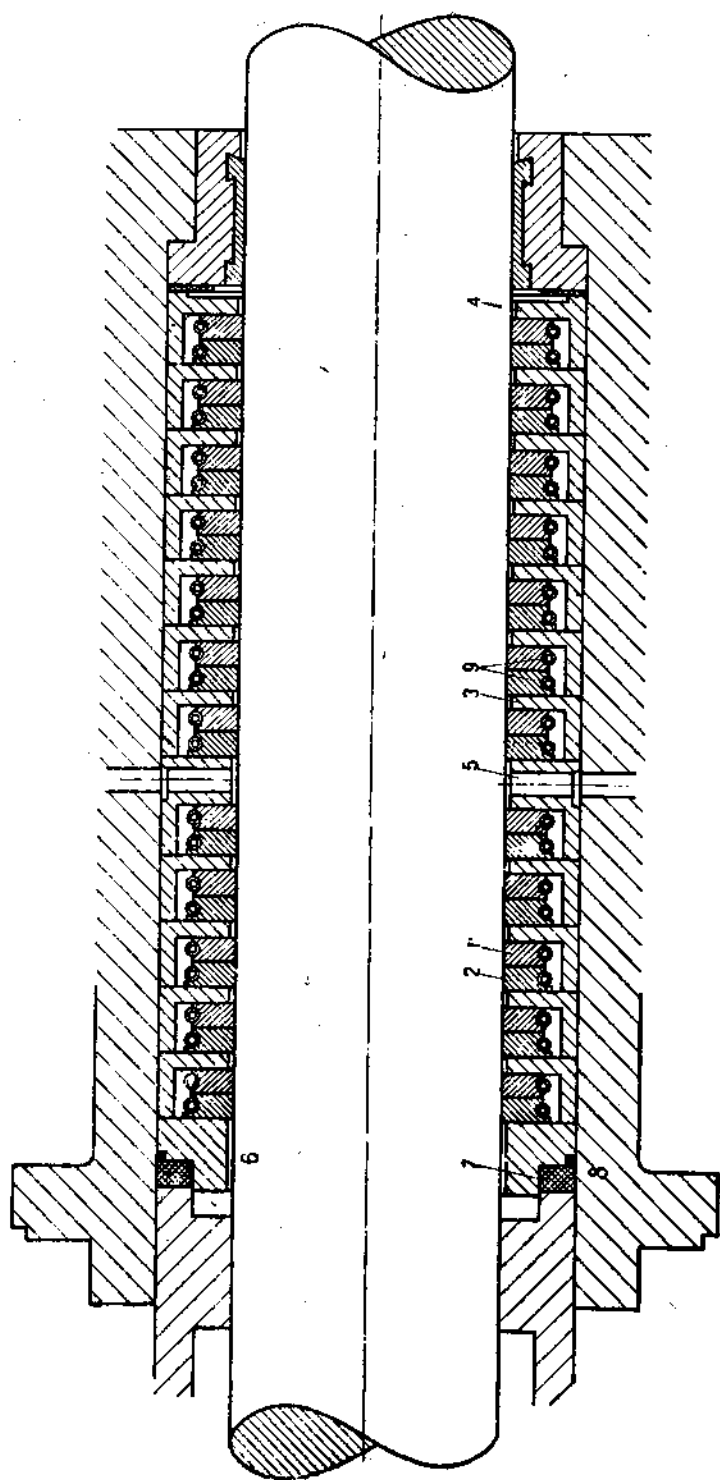
Разнообразие конструкций сальниковых набивок, применявшихся различными машиностроительными заводами, постепенно исчезает вследствие отказа большинства машиностроительных заводов от производства сальниковых набивок собственной конструкции и перехода к типовым сальниковым набивкам, изготовляемым специальными фирмами в порядке массового производства. Наибольшее распространение в аммиачных компрессорах получила конструкция сальниковой набивки системы Прелля, хорошо себя зарекомендовавшей в паровых машинах. Конструкция такого сальника в применении к аммиачному компрессору показана на фиг. 127. Уплотняющие кольца из белого металла или очень мягкого чугуна (парно разрезные на 3 и 6 частей) свободно располагаются в гнездах, образуемых наружными чугунными кольцами, имеющими наружный диаметр, соответствующий гнезду сальника. Разрезные кольца прижимаются радиально к штоку посредством тонких спиральных пружин, натянутых по периметру каждого кольца; предсальник с накрученной гайкой имеет обычно 3—4 ряда колец мягкой хлопчатобумажной набивки. Уплотнение по наружному диаметру сальника достигается обычно при помощи свинцовых прокладок. Характерной особенностью конструкции является то, что уплотнение в сальнике достигается не произвольным осевым натягом сальника, а постоянными радиальными усилиями кольцевых пружин; тепловые деформации в нем совершенно свободны, и возможность заедания сальника исключена.

На фиг. 128 представлена сальниковая набивка системы Кранца, в которой разрезные кольца из белого металла (а) прижимаются к штоку частью радиальными пружинами, частью осевыми пружинами через соответствующие скосы в рабочих и нажимных кольцах. Работа сальника и здесь регулируется постоянными усилиями пружин, а не произвольным осевым натягом сальника от руки.

На фиг. 129 показана конструкция сальниковой набивки системы Гальберга. Внешние отжимные кольца выполняются из чугуна цельными, внутренние уплотняющие кольца из специального сплава — разрезанными на полукольца. Необходимый натяг сальника осуществляется автоматически посредством осевой пружины, закладываемой в фонарь сальника. При изменении температуры перегрева сальник имеет возможность свободно



Фиг. 126. Укрепление поршневой гайки путем заливки белым металлом.

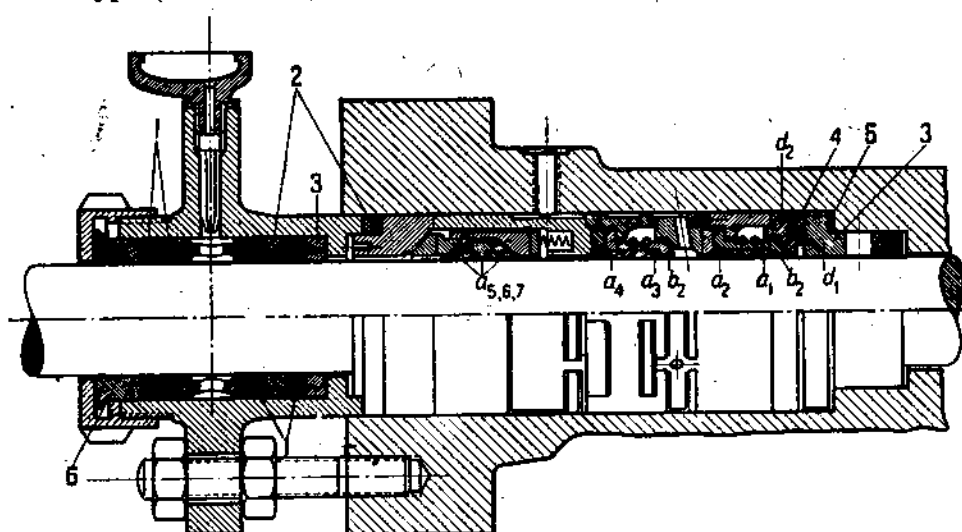


Фиг. 127. Самниковая набивка системы Преда.

1 — уплотняющее кольцо из 3 частей; 2 — уплотняющее кольцо из 6 частей; 3 — 4 — мажущее кольцо; 5 — кольцо для смазки; 6 — уплотняющее кольцо; 7 — резиновое кольцо; 8 — белый металл; 9 — пружинки.

расширяться или сокращаться, и потому в конструкции отсутствуют приспособления для отпуска или поджатия сальника.

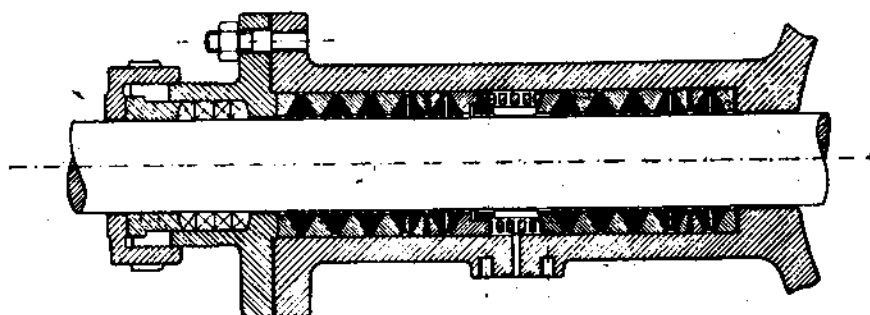
На фиг. 130 показано применение набивки Гальберга в сальнике вертикального компрессора с холостой нижней полостью. В предсальнике обычно применяется мягкая набивка из прямоугольного хлопчатобумажного шнура (3—4 кольца).



Фиг. 128. Сальниковая набивка Кранца.

1 — хлопчатобумажный шнур; 2 — резиновое кольцо; 3 — основное кольцо белого металла; 4 — клингерит; 5 — картон; 6 — нажимная бука.

До сего времени находит применение давно известная мягкая металлическая набивка завода Борзига, хорошо себя зарекомендовавшая в практике (фиг. 131). Полукольца из мягкого металла с заложенным внутри хлопчатобумажным шнуром закладываются в грундбуксе сальника с последовательным смещением стыков на 90°. В середине сальника имеется

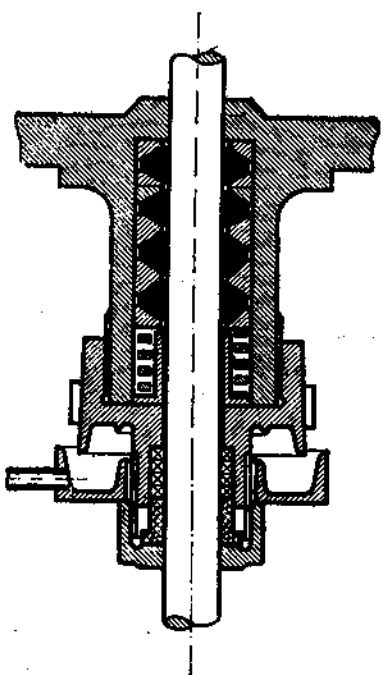


Фиг. 129. Сальниковая набивка Гальберга.

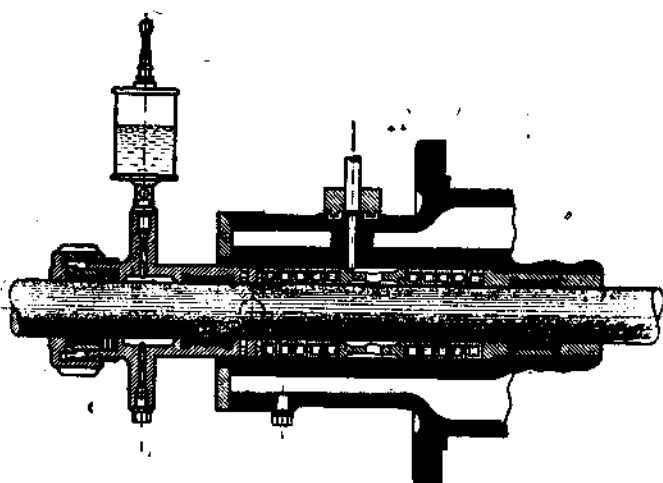
фонарь, из которого аммиак отсасывается компрессором; в передней части сальника между двумя железными кольцами закладывается резиновое кольцо. В натяжной крышке сальника помещаются масляная камера и предсальник с мягкой набивкой, состоящей из 2—3 колец хлопчатобумажного шнура. Сальник имеет охлаждающую водяную рубашку. В новых моделях смазка в сальник поступает под давлением. Сальник требует постоянного обслуживания, так как при повышении температуры перегрева

его приходится отпускать, а при охлаждении или остановке машины — подтягивать во избежание утечки аммиака.

На фиг. 132 показана конструкция сальника в картере вертикальной машины для выходящего конца вращающегося вала. Набивка сальника состоит из 6 колец хлопчатобумажного шнура, соприкасающихся с валом через кольца мягкого металла, на которые они наса-

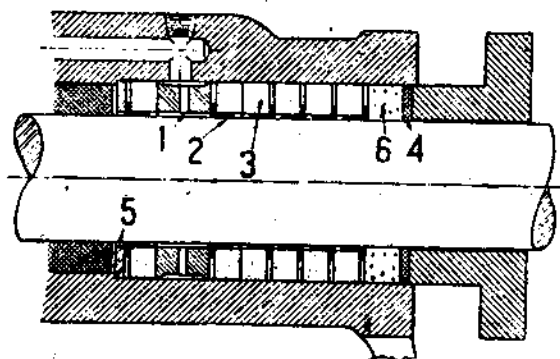


Фиг. 130. Сальниковая набивка Гальберга для вертикальных компрессоров.



Фиг. 131. Мягкая металлическая сальниковая набивка Борзига.

жены; в глубине сальника имеется фонарь, через который в сальник подается масло от насоса. Сальник затягивается натяжной крышкой с прокладкой одного мягкого кольца.

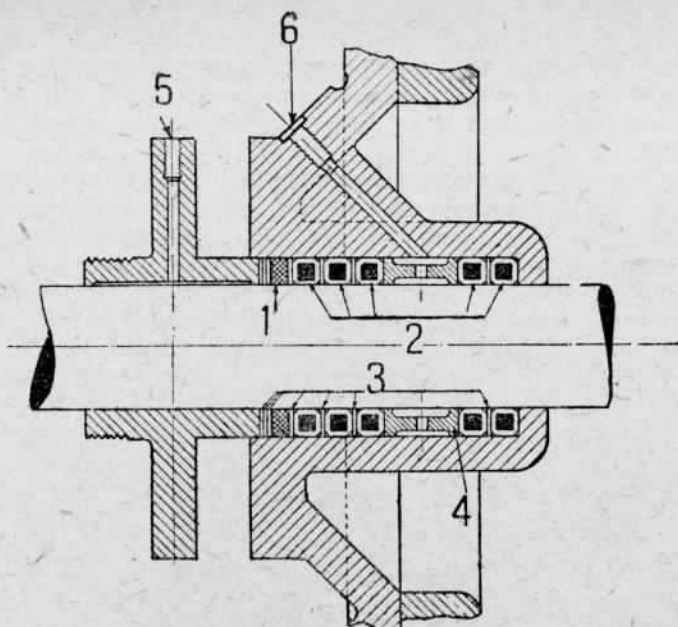


Фиг. 132. Сальник в картере вертикальной машины для вращающегося вала (Йорк).

1 — фонарь; 2 — стягивающее кольцо; 3 — мягкая хлопчатобумажная набивка; 4 — металлическое кольцо; 5 — стальное опорное кольцо; 6 — мягкое уплотняющее кольцо.

Применяется и чисто металлическая набивка; так, на фиг. 133 дан разрез сальника вала вертикального прямооточного компрессора Холла с набивкой Сноудона, состоящего из колец мягкого металла, наполненных графитом. Для равномерной затяжки сальника применена зубчатка (фиг. 134). Ниже сальника видно приводимое от вала приспособление для спуска масла, на котором мы остановимся в ч. II.

Соответствующие отверстия в станине должны обеспечивать удобный доступ к сальнику для его подтягивания; в тех случаях, когда размеры фонаря в станине не дают достаточной свободы для подтягивания сальника (фиг. 91), подтяжные гайки снабжаются по наружной поверхности зубцами для приведения их в движение извне через посредство червячной и зубчатой передач от выносных маховичков.



Фиг. 133. Сальник Холла с набивкой Сноудона (Snowdon).

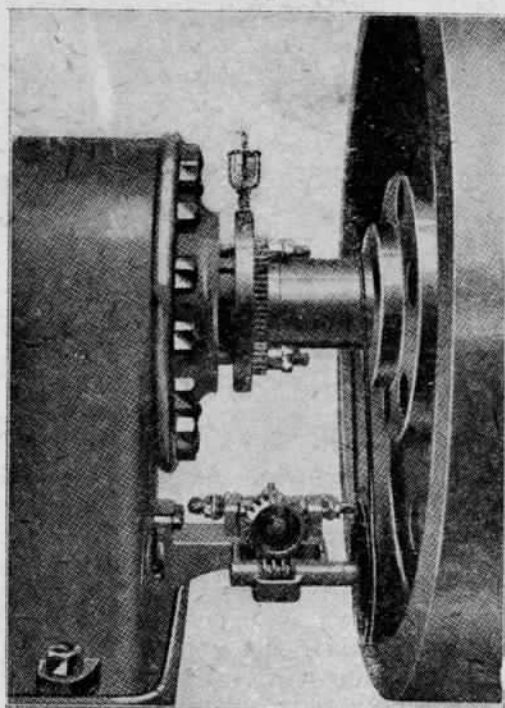
1. кольцо белого металла; 2. металлические кольца; 3. прокладки; 4. фонарь; 5. капельная маслянка; 6. смазка от насоса.

Е. Приспособления для регулирования (понижения) производительности, для облегченного пуска машины в ход и для переключения направлений всасывания и нагнетания.

В горизонтальных машинах, как мы уже видели выше, наиболее простым и удобным способом устранения компрессии при пуске машины в ход является подъем от руки всасывающих клапанов над седлом (фиг. 105).

В некоторых конструкциях пуск компрессора в ход без нагрузки достигается открытием вентиля, сообщающего нагнетательный канал цилиндра с всасывающим (Ингерсолль-Рэнд, фиг. 86). В машинах, имеющих в задней крышке цилиндра приспособления для регулирования холодопроизводительности путем сообщения вредного пространства с полостью задней крышки, частичная разгрузка машины при пуске в ход достигается открытием вентиля в задней крышке (Карбондейль, фиг. 89).

В вертикальных прямооточных машинах Стерна для уменьшения производительности применяется также добавочное вредное пространство в крышке, присоединяемое с помощью вентиля, маховичок которого возвышается над цилиндром. Этот вентиль приходится



Фиг. 134.

располагать между нагнетательными клапанами, и он отнимает место, необходимое для последних, а также делает крайне затруднительным или невозможным осуществление безопасной крышки. Поэтому завод Холл осуществляет это приспособление в особой цилиндрической отливке, монтируемой над цилиндром.

Завод Йорк для уменьшения производительности цилиндров примерно на 35% или 70% применяет частичный байпасс (partial by-pass), т. е. вентили, соединяющие полость цилиндра с линией всасывания, расположенные на высоте $\frac{1}{3}$ и $\frac{2}{3}$ хода поршня. Разрез такого байпасса углекислотного компрессора Йорка дан на фиг. 183; на фиг. 135 и 141, изображающих цилиндры аммиачного компрессора Y-28 ($D = 10''$), виден прилив, в котором находится канал, соединяющий байпасные вентили с полостью

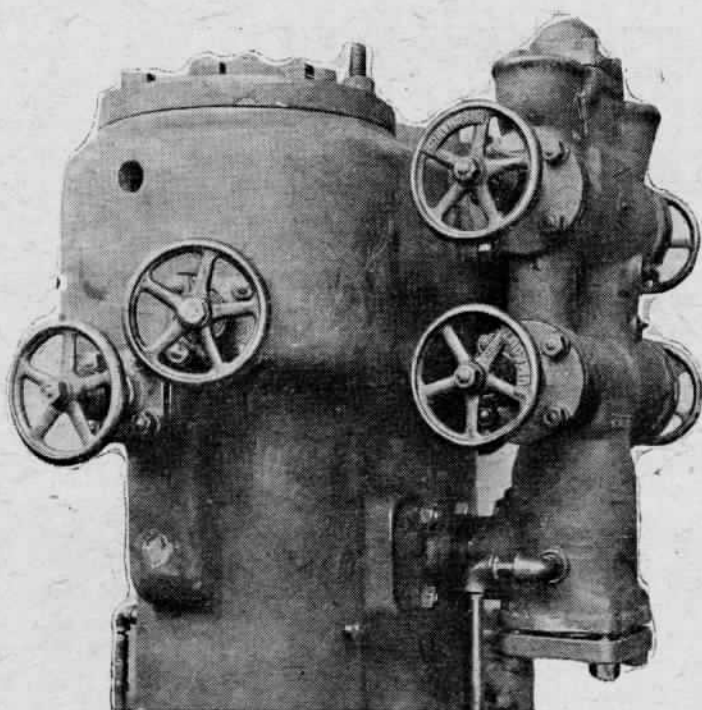
всасывания. Как технологическую подробность можно отметить пробку на нижней части этого прилива, закрывающую отверстие, служившее для укрепления стержня канала.

Ввиду того что плоская поверхность клапана байпасса не может совпадать с цилиндрической поверхностью цилиндра, для уменьшения создающегося своего рода вредного пространства и для предотвращения заклинивания поршневых колец седло клапана байпасса выполнено в виде ряда малых отверстий (фиг. 136).

Устройство перекрестных соедине-

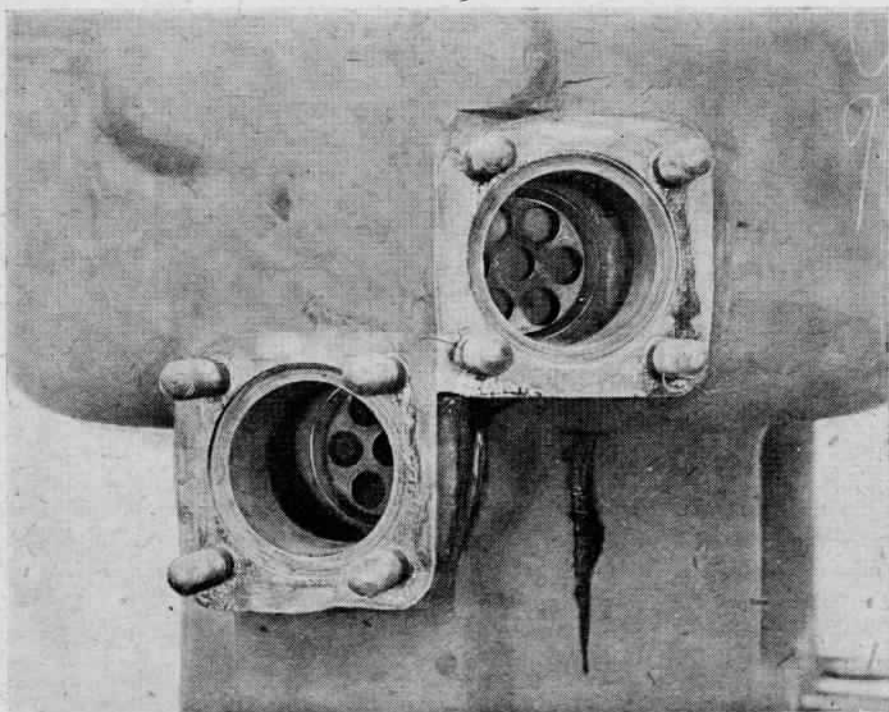
ний между всасывающими и нагнетательными магистралями (фиг. 137) дает возможность, с одной стороны, изменять направление всасывания и нагнетания (главные запорные вентили *В* и *Н* закрыты, запорные вентили *1* и *2* открыты), а с другой стороны, установить при пуске машины в ход перепуск аммиака из нагнетательного штуцера во всасывающий трубопровод (запорные вентили *Н* и *2* закрыты, всасывающие *В* и *1* — открыты).

В вертикальных прямоточных компрессорах со всасывающими клапанами в поршне облегченный пуск машины в ход может быть осуществлен лишь путем перепуска аммиака через обводный вентиль из нагнетательного штуцера во всасывающий. Ввиду того что перекрестные линии для переключения направлений всасывания и нагнетания или для перепуска аммиака при пуске машины в ход благодаря своей громоздкости с трудом размещаются среди остальной арматуры и безобразят внешний вид машины, завод Фрик сконструировал специальную литую раму с 4 расположенными



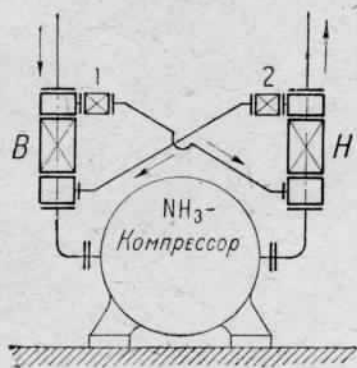
Фиг. 135. Байпасс машины Y-28.

в ней запорными вентилями, осуществляющими все необходимые в машине переключения (фиг. 138). Всасывающий трубопровод присоединяется слева к фланцу *a*, нагнетательный трубопровод — справа к фланцу *g*. Вентили

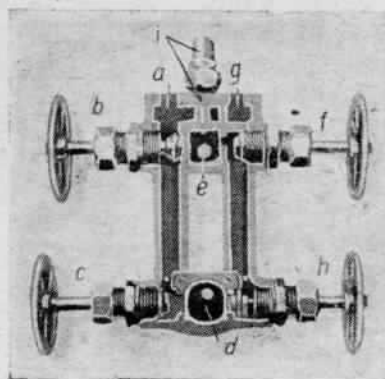


Фиг. 136. Байпас машины Y 28.

показаны на чертеже в положении, соответствующем нормальной работе машины, т. е. вентили *c* и *f* открыты, а вентили *b* и *h* закрыты.



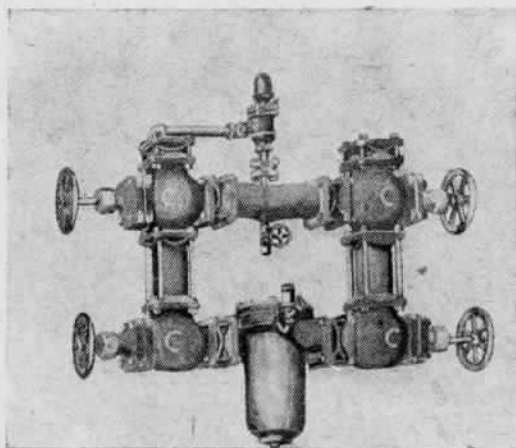
Фиг. 137.



Фиг. 138. Перекрестное соединение всасывающих и нагнетательных магистралей системы Фрик.

Поступающие из испарителя через штуцер *a* холодные пары аммиака проходят мимо закрытого вентиля *b* и через открытый вентиль *c* и грязеуловитель *d* попадают во всасывающий штуцер цилиндра компрессора.

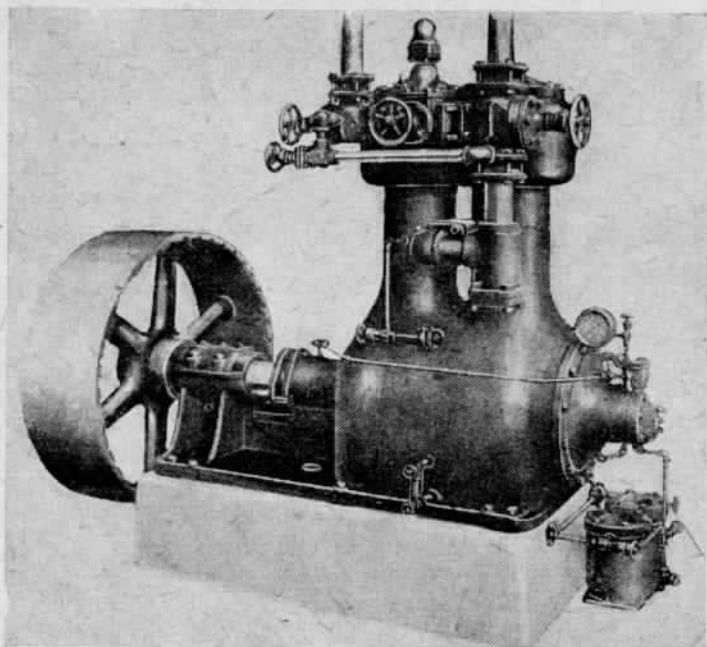
Сжатые пары аммиака выходят из цилиндра через нагнетательный штуцер *e*, и через нагнетательный вентиль *f* попадают в нагнетательный трубопровод *g*; вентиль *h* при этом остается закрытым. Для пуска компрессора в ход без нагрузки вентили *b* и *c* должны быть открыты, а вентили *f* и *h* закрыты; тогда всасывающий и нагнетательный штуцера оказываются сообщенными друг с другом, и компрессор работает вхолостую. В случае необходимости откачать аммиак из конденсатора и нагнетать аммиак в испаритель надлежит закрыть вентили *c* и *f* и открыть вентили *b* и *h*. Тогда поступающий через штуцер *g* аммиак проходит мимо вентиль *f* и через вентиль *h* засасывается компрессором; сжатые пары аммиака из нагнетательного штуцера компрессора *e* через вентиль *b* попадают в



Фиг. 139.

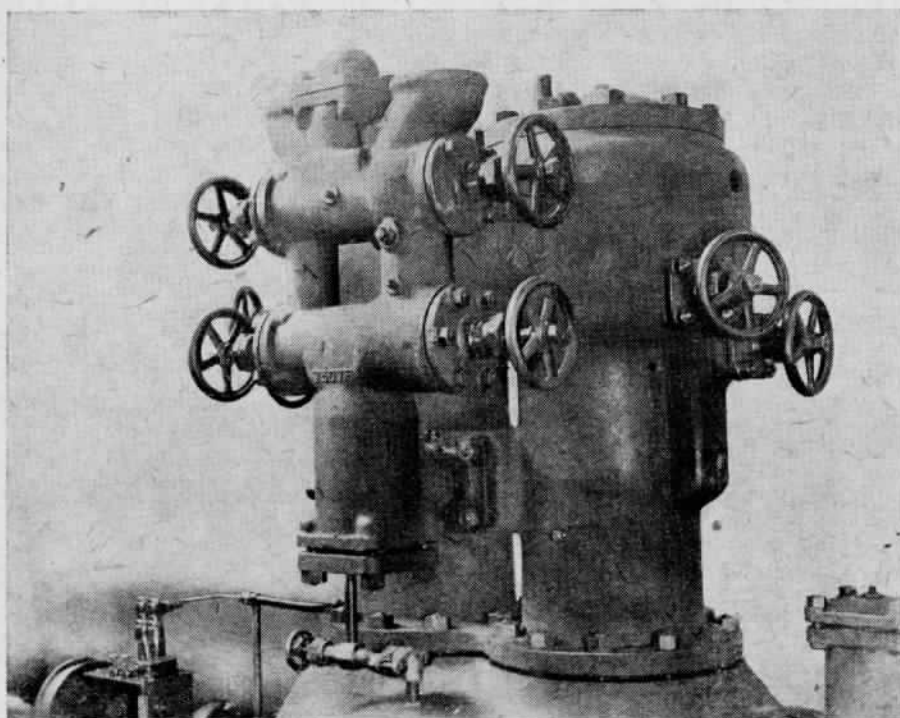
штуцер *a*. На верху переключательной рамы устанавливается предохранительный клапан *i*. Внешний вид такого переключателя, составляемого для большой машины из отдельных элементов (запорные вентили, патрубки, грязеуловитель и предохранительный клапан), показан на фиг. 139.

На фиг. 140 показана коммуникация всасывающих и нагнетательных трубопроводов вертикальной машины Йорка (тип Y-26). При нормальной работе машины главные запорные вентили всасывающего и нагнетательного трубопроводов открыты, средний (обводный) вентиль при этом закрыт. При пуске машины в ход без нагрузки главный запорный вентиль на нагнетательной линии (слева) закрыт, всасывающий (справа) и обводный (средний) открыты. При переключении направления всасывания и нагнетания главные запорные вентили, всасывающий и нагнетательный, закрыты, средний (обводный) вентиль и запорный вентиль на нижней перекрестной линии открыты. Недостатком этого устройства являются его



Фиг. 140. Система переключений всасывающих и нагнетательных магистралей машины Y-26.

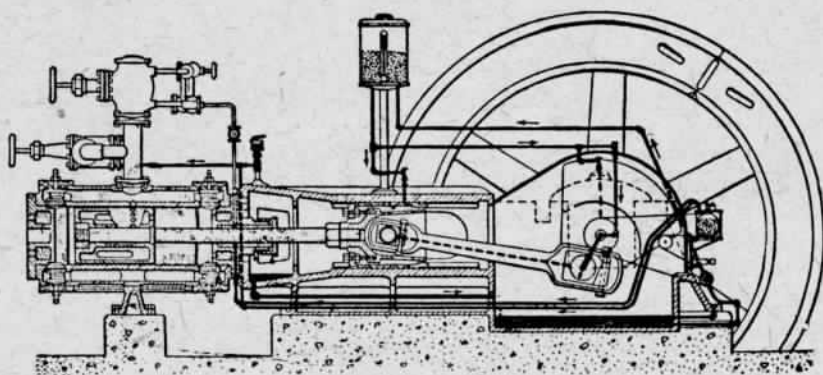
недостаточная компактность и большое количество фланцев; более поздняя конструкция завода Йорк для модели Y-28 (фиг. 141 и 135) выполнена по типу Фрик. На фиг. 135, 141 и 140 видна трубка, присоединенная к картеру, дающая возможность его откачки на вакуум путем работы с запертым всасывающим вентилем.



Фиг. 141. Байпас машины Y-28.

Ж. Смазка.

На фиг. 142 показана схема смазки горизонтального аммиачного компрессора де-ла-Вернь. Смазка механизма движения осуществляется

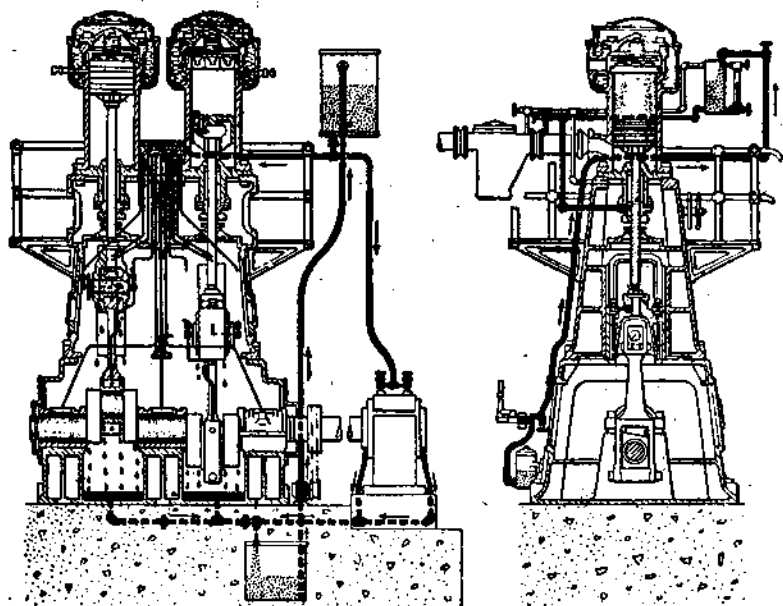


Фиг. 142. Схема смазки горизонтального аммиачного компрессора де-ла-Вернь.

посредством ротационного насосика, забирающего масло из нижней части кривошипной камеры и подающего в фильтр-сборник. Из фильтр-сборника

масло под естественным напором подводится к коренным подшипникам, к направляющим крейцкофа, к головке шатуна и к пальцу крейцкофа. Смазка цилиндра и сальника производится рефрижераторным маслом от аппарата „Бош“, подающего двумя плунжерочками по двум независимым линиям масло в сальник и во всасывающий штуцер компрессора. Как ротационный насосик, так и аппарат „Бош“ приводятся в движение цепной или ременной передачей с вала машины.

Аналогичная система смазки аммиачного компрессора MAN тяжелой модели показана на фиг. 81. Однако в новейших машинах смазка цилиндра производится не через всасывающие клапаны, а непосредственно в цилиндр через обратные клапаны, автоматически закрывающиеся при повышении давления в цилиндре. Последний способ смазки является наиболее целесообразным для машин, не имеющих водяной рубашки и работающих с сильным перегревом.



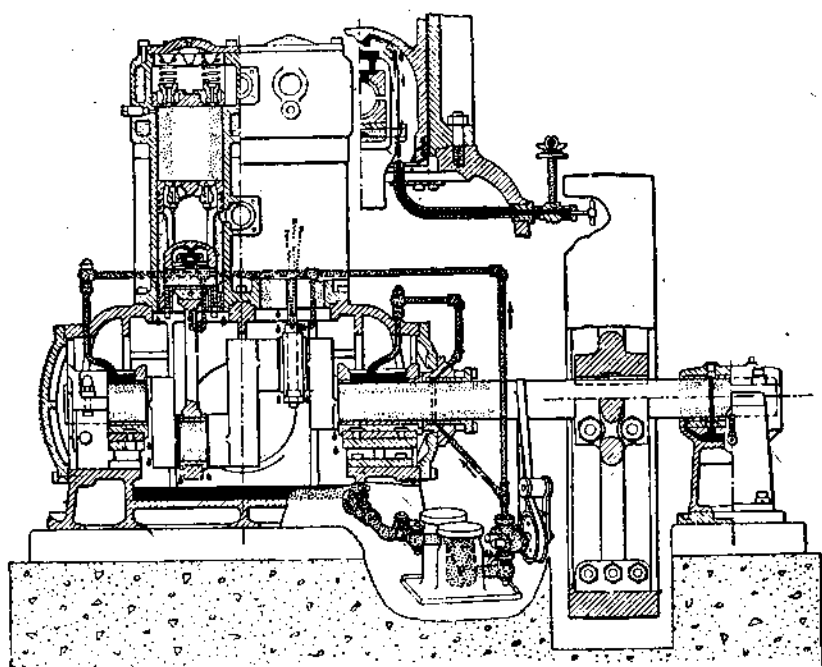
Фиг. 143. Схема смазки вертикальной двухцилиндровой прямоходной машины завода Фрик с сальником и крейцкофom.

На фиг. 143 показана схема смазки прямоходной вертикальной двухцилиндровой машины завода Фрик с сальником и крейцкофom (см. также фиг. 91).

Смазка механизма движения осуществляется посредством ротационного насосика, забирающего масло из сточного бачка и подающего его в поднятый вверх фильтр-сборник. Из фильтр-сборника масло под естественным напором через централизованный распределитель по целой системе отдельных трубок подводится к коренным подшипникам, крейцкофным пальцам, направляющим, к шейкам в коленях вала; масло, с бирающееся в нижней части станины, отводится трубками в сточный бачок. Рефрижераторное масло для смазки цилиндра и сальника из стоящего внизу отдельного сосуда накачивается периодически ручным насосом в верхний резервуар, откуда под давлением всасываемого аммиака подается в сальники и во всасывающие штуцера цилиндров.

На фиг. 144 показана схема смазки быстроходной вертикальной машины с закрытым картером. Масло в кривошипной камере поддерживает-

ся на постоянном уровне; стекающее в фильтр-сборник самотеком масло засасывается шестеренчатым насосом и под давлением, регулируемым байпасом, вводится отдельными ответвлениями в картер к каждому подшипнику, заполняя их через открытые продольные прорезы в верхних вкладышах; подшипник, примыкающий к сальнику, получает масло после сквозного протока его через фонарь сальника. Производимое впрыскивание в пространство под поршнем обеспечивает смазку цилиндра и поршневых пальцев через приемные отверстия в головках шатунов. Шейки в коленах вала получают масло из коренных подшипников через наклонные сверления от шеек колен к шейкам вала.



Фиг. 144. Схема смазки быстроходного вертикального компрессора с закрытым картером.

Смазка описанного нами в начале главы (§ 1, Б) вертикального двухцилиндрового компрессора Йорка модели Y-26 (фиг. 92) имеет значительные преимущества перед рассмотренной, так как в ней вся смазка механизма движения (коренные подшипники, шейки в коленах валов, поршневой палец) осуществляется под давлением через соответствующие сверления во вкладышах подшипников и в коленчатом валу; только смазка цилиндра осуществляется в ней впрыскиванием масла во всасывающий штуцер компрессора.

Смазка механизма движения под давлением является наилучшей, обеспечивая наименьший износ и минимальную работу трения.

3. Механизм передачи движения.

В основном конструкция механизма передачи движения заимствована у паровых машин и воздушных компрессоров, и в холодильных машинах имеет лишь незначительные особенности. Ввиду незначительности линейного вредного пространства в аммиачных компрессорах, конструкция крейцкопфа должна предусматривать возможность перестановки оси пальца

по ходу путем повертывания и фиксации установочной гайки на сквозном конце штока (фиг. 76) для сохранения неизменного положения поршня в цилиндре, по мере износа вкладышей коренных подшипников, или сами вкладыши коренного подшипника должны допускать возможность перестановки.

Линейное вредное пространство в горизонтальных компрессорах, учитывая удлинение штока при работе с перегревом, со стороны крышки выполняется большим, чем со стороны сальника. Практические размеры линейного вредного пространства для аммиачных компрессоров приведены в табл. 31.

ТАБЛИЦА 31

Ход поршня мм	Линейное вредное пространство в мм	
	Сторона сальника	Сторона крышки
100 — 200	0,8	1,0
250 — 350	1,2	1,4
400 — 500	1,5	1,8
550 — 700	1,8	2,2
750 — 950	2,2	2,6

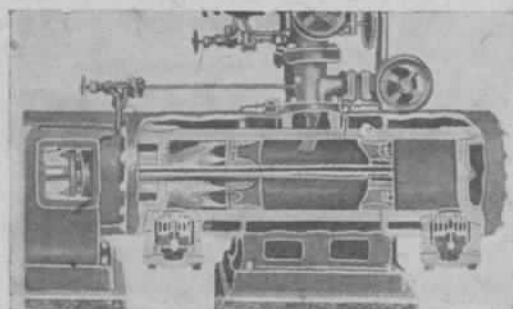
Размер установленного линейного вредного пространства при монтаже должен проверяться пробными свинцовыми отпечатками при поворачивании вала компрессора от руки.

Степень неравномерности хода при непосредственном приводе компрессора от электромотора принимается обычно около $\frac{1}{100}$, при ременной передаче от электромотора — около $\frac{1}{70}$, при трансмиссионном приводе — около $\frac{1}{40}$.

§ 3. Специальные типы и конструкции аммиачных компрессоров.

А. Горизонтальные прямоточные компрессоры двойного действия.

На фиг. 145 показана единственная пока конструкция горизонтального прямоточного аммиачного компрессора двойного действия, осуществленная заводом „Арктик“ (Arctic Ice Machine Co).



Фиг. 145. Горизонтальный прямоточный аммиачный компрессор завода „Арктик“.

На штоке насажены два отдельных дисковых поршня с размещенными в них всасывающими клапанами. Расстояние между поршнями устанавливается с таким расчетом, чтобы всасывающие окна ими не перекрывались. Нагнетательные клапаны расположены внизу для лучшего отвода жидкости, могущей отделиться в цилиндре. Благодаря прямоточности машины температура стенок возрастает от середины цилиндра к крышкам; соответственно такому распределению температур средняя холодная часть цилиндра изолируется снаружи пробкой, в то время как горячие концы

ТАБЛИЦА 32
Горизонтальные прямоточные компрессоры завода „Арктик“ (фиг. 145).

Диаметр цилиндра D		Ход поршня S		Диаметр штока d		Наибольшее число об/мин n	Часовой объем V_h м ³ /час	Отношен. хода к диаметру S/D	Скорость поршня C_p м/сек	При «стандартных» американских условиях		Диаметр всасыв. трубопр.		Диаметр нагнетат. трубопр.		Коэффициент подачи λ_0
дюймы	мм	дюймы	мм	дюймы	мм					холодопроизводительность Q_0 ккал/час	потребляем. мощность $N_{\text{квт}}$	дюймы	мм	дюймы	мм	
9	228,9	13 1/2	342,9	2 1/2	64	140	237,5	1,5	1,6	98 000	52,5	2 1/2	65	2	50	0,824
10 1/2	266,7	15	381	2 7/16	81,9	140	358	1,43	1,78	155 000	83,6	3	76	2 1/2	65	0,86
12	304,8	18	457,2	2 3/8	74,6	130	520	1,5	1,9	216 000	115,7	3 1/2	90	3	76	0,838
13 1/2	342,9	10 3/4	514,4	2 5/16	74,8	125	714	1,5	2,14	297 000	159,3	4	103	3 1/2	90	0,843
15	381	22 1/2	571,5	3 1/2	83,9	120	937	1,5	2,29	390 000	209,3	4 1/2	115	3 1/2	90	0,83

цилиндра снабжаются охлаждающей водяной рубашкой. Недостатками машины являются большая длина цилиндра, неблагоприятные условия работы всасывающих клапанов в горизонтальном положении и ее сравнительная тихоходность. Достоинство машины заключается в ее прямоточности, позволяющей достигать высоких значений коэффициентов подачи и индикаторного к. п. д. Основные размеры машины приведены в табл. 32.

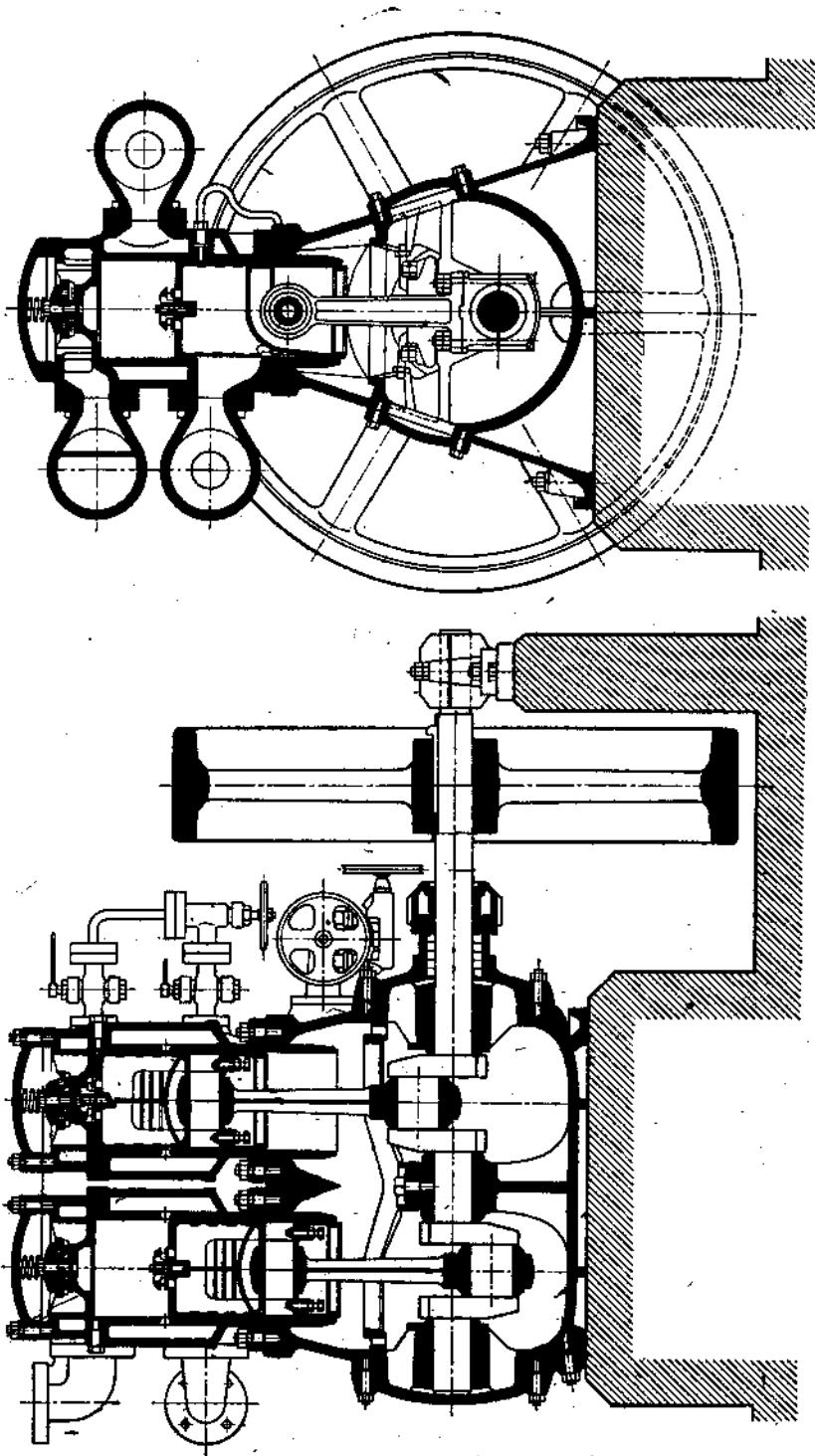
В. Компрессоры, осуществляющие цикл Ворхиса.

На фиг. 146 показан двухцилиндровый аммиачный компрессор завода Апелдори, работающий по принципу „мюльтипл-эффект“. Пар из испарителя низкого давления поступает в цилиндр через поршень из нижнего штуцера с левой стороны поперечного разреза; при подходе к нижнему мертвому положению поршень открывает ряд щелей по окружности цилиндра и впускает пар высокого давления из окружающего цилиндр кольцевого пояса; пар высокого давления поступает в кольцевое пространство через штуцер, показанный на разрезе с правой стороны. После прохода через пластинчатый клапан, расположенный в безопасной верхней крышке цилиндра, аммиак выталкивается из цилиндра через нагнетательный верхний штуцер с левой стороны. На продольном разрезе показано приспособление для пуска машины в ход без нагрузки.

Уже отмеченное нами ранее (§ 2, Б) расположение всасывающего клапана над поршнем имеет при сжатии по принципу „мюльтипл-эффект“ тот недостаток, что увеличивает возможность прорыва пара высокого давления в полость всасывания низкого давления благодаря тому, что струя пара из щелей Ворхиса будет направлена как раз под клапан.

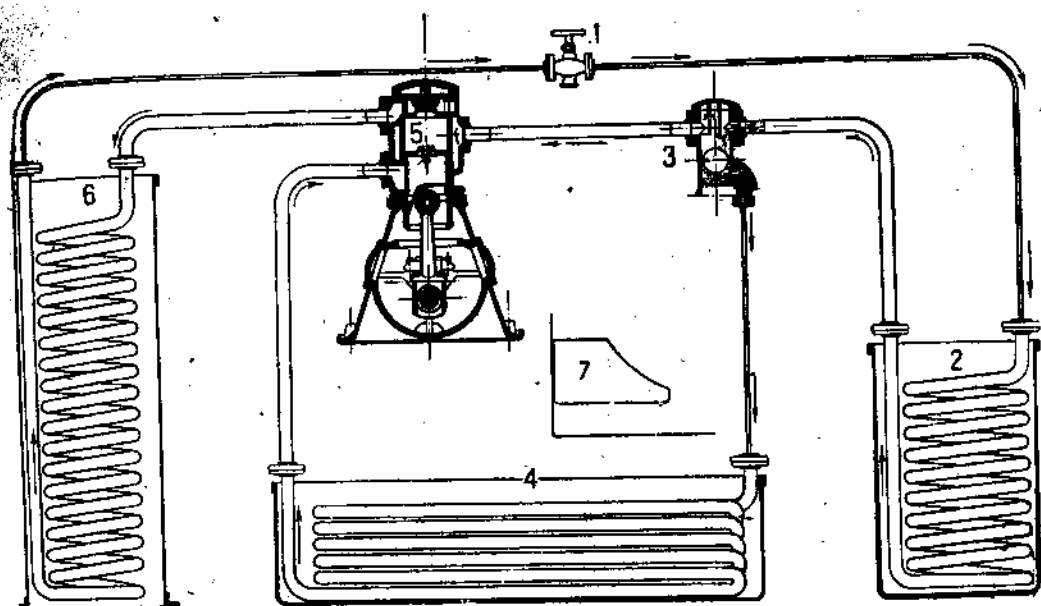
На фиг. 147 показана схема двухступенчатого регулирования машины (Апелдори). В отличие от обычной схемы двухступенчатого регулирования, весь аммиак от *PBI* пропускается через испаритель высокого давления; отделившаяся по выходе из него в отделителе жидкость промежуточного давления дросселируется в *PBII*, выполненном в виде поплавкового регулирующего вентиля и расположенном в нижней части отделителя жидкости, и поступает в испаритель низкого давления.

Схематический разрез (фиг. 148) компрессора Хильгера выявляет две характерные конструктивные особенности вертикальных прямоточных компрессоров „мюльтипл-эффект“ — наличие 3 групп поршневых колец и большую длину поршня и цилиндра. В самом деле необходимо, чтобы нижнее отверстие (всасывание низкого давления) постоянно находилось против бокового выреза проходного поршня, для чего расстояние между нижней

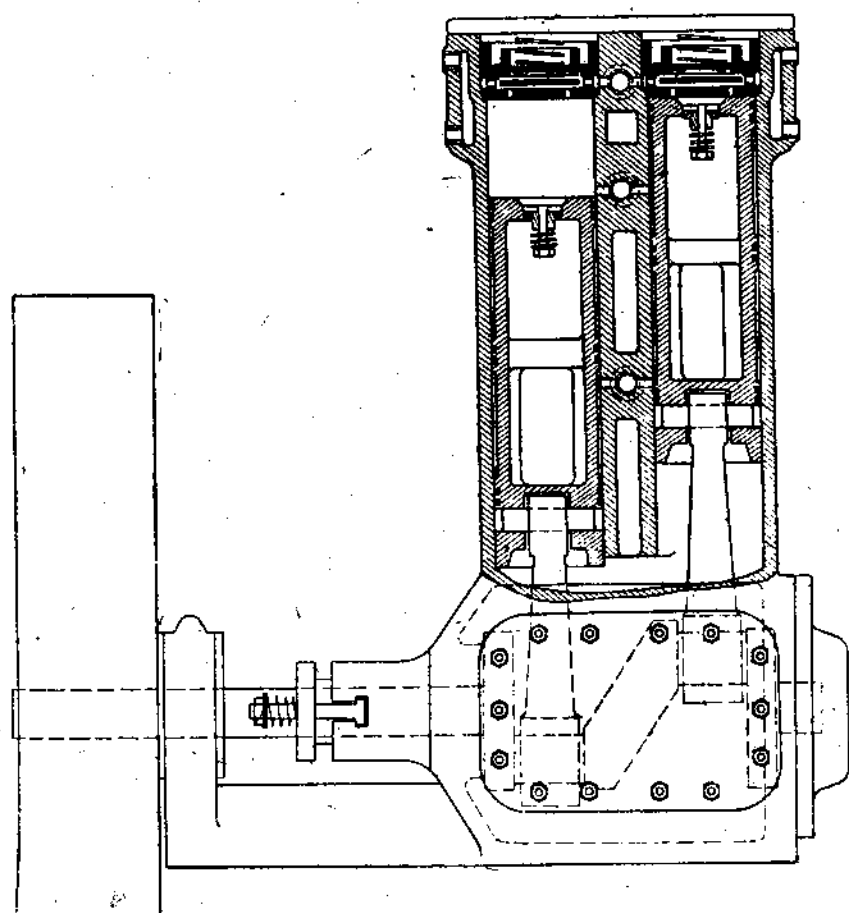


Фиг. 146. Аммиачный компрессор завода Апельдорн со щелью Воргхиса.

и средней группами колец должно быть равно S , и чтобы средняя группа колец постоянно разделяла низкое давление всасывания от высокого, для чего расстояния между нижним прорезом и щелью Воргхиса, а также между средней и верхней группами колец должны быть также примерно равны S .

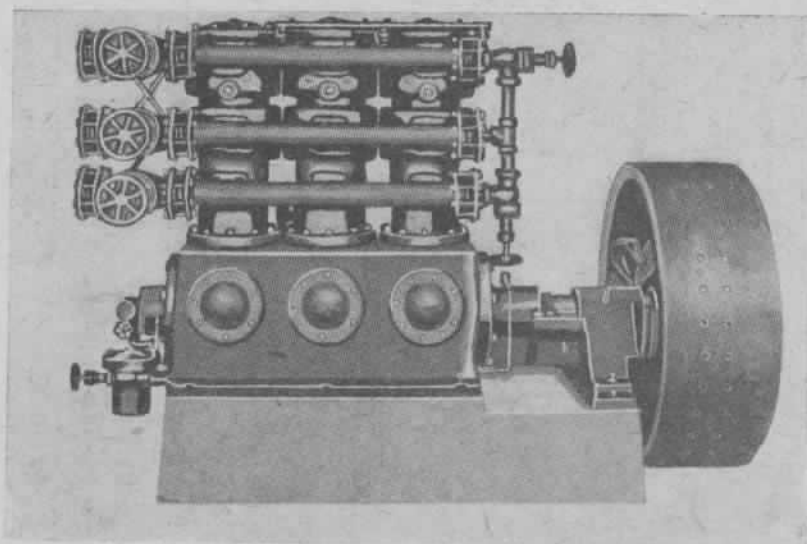


Фиг. 147. Схема двухступенчатого регулирования завода Апельдорн.



Фиг. 148. Аммиачный компрессор Хильера, работающий по принципу „мюлтина-эффект“.

В машине Хильгера щель Ворхиса осуществлена в виде одного центрального отверстия; это нежелательно хотя бы потому, что при этом увеличиваются диаметр отверстия и потеря хода. Чаще машины „мюльтипл-эффект“ выполняются с кольцевым каналом, как американская машина Хов, изображенная на фиг. 149 с мотором-маховиком (якорь неподвижен, полюса вращаются). Машины Хов выполняются производительностью до 420 000 кал/час на всасывании низкого давления при американских стандартных условиях, с соответствующей добавочной холодопроизводительностью высокой температуры в зависимости от величины давления, соответствующего второй температуре испарения. Из отверстий в канале высокого давления, служащих при формовке для укрепления кольцевого стержня, одно испол-



Фиг. 149. Аммиачный компрессор Хов, работающий по принципу „мюльтипл-эффект“.

зуется для подвода всасывающей трубы, а остальные заглушаются, причем предварительно они могут быть использованы для рассверливания отверстий Ворхиса, с приданием последним соплообразной формы.

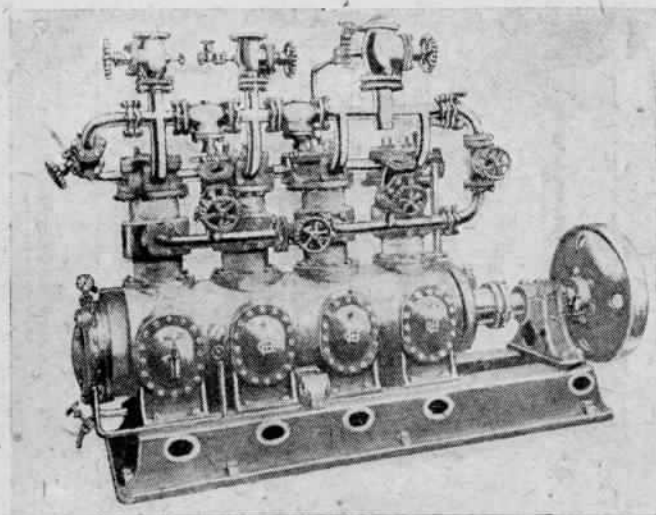
В машине двойного действия поршень также получается для осуществления цикла Ворхиса достаточно длинным (около S), и лишь в однократной непрямочной машине эта необходимость отпадает. Примером такой машины является вертикальный компрессор „мюльтипл-эффект“ английского завода Хаслам с непроходным поршнем и клапанами в крышке (фиг. 150).

Конструкция компрессора позволяет осуществлять сжатие по принципу „мюльтипл-эффект“, а система переключений на коллекторах низкого и промежуточного давления всасывания позволяет осуществить три низких температуры всасывания и две промежуточных.

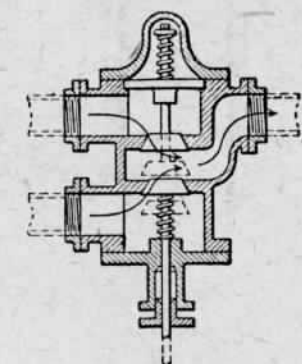
Помимо впуска пара высокого давления через щели, Г. Т. Ворхисом сконструировано приспособление для осуществления сжатия „мюльтипл-эффект“ (multiple effect device) в компрессоре обычной конструкции, изображенное на фиг. 151.

Клапан высокого давления открывается принудительно, причем его открытие может быть начато в мертвой точке и закончено после нее, если надо увеличить количество пара низкого давления за счет высокого давления, и, наоборот, может открываться задолго до мертвой точки и закры-

ваться в последней, если надо уменьшить количество пара низкого давления и увеличить количество пара высокого давления. Следует, однако, учесть, что весь объем от клапанов „приспособления Ворхиса“ до всасывающего клапана компрессора является добавочным вредным пространством. Действительно, при поступлении пара высокого давления он уплотняет пар низкого давления не только в рабочей полости цилиндра и ее вредном пространстве, но и в добавочном объеме приспособления. При обратном ходе поршня, как только давление понизится до промежуточного давления p_{01} , всасывающий клапан компрессора откроется, и находящийся в пространстве „приспособления“ пар с давлением p_{01} начинает расширяться вместе с паром вредного пространства компрессора, переходя частично в цилиндр. Поэтому „приспособление Ворхиса“ в таком виде применялось лишь к старому типу американских тихоходных компрессоров, объем цилиндра которых был велик по сравнению с объемом „приспособления Ворхиса“. В современных быстроход-



Фиг. 150. Аммиачный компрессор с непреходным поршнем завода Хаслам, работающий по принципу „мюльтипл-эффект“.



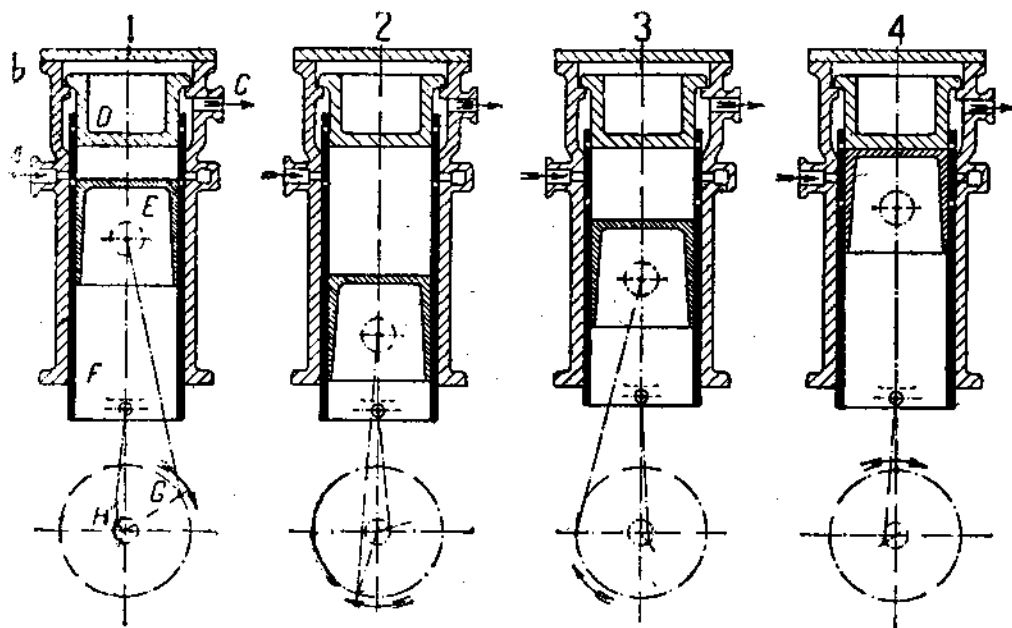
Фиг. 151. Приспособление для осуществления сжатия „мюльтипл-эффект“ в обычном компрессоре.

ных компрессорах „приспособление Ворхиса“ может применяться для увеличения холодопроизводительности существующих моделей лишь постольку, поскольку принудительно открываемый клапан высокого давления возможно пристроить непосредственно к рабочей полости цилиндра, например, в крышке, т. е. без добавочного промежуточного пространства.

В. Бесклапанные компрессоры завода Вест.

Английским заводом Вест сконструирован бесклапанный аммиачный компрессор с распределительным золотником-гильзой (sleeve-valve) вокруг поршня; золотник приводится в движение от эксцентрика, сидящего на коренном валу. На фиг. 152 видны положения золотника при различных рабочих положениях поршня. Положение 1 соответствует концу расширения во вредном пространстве и началу всасывания. В положении 2 обе щели закрыты и начинается процесс сжатия. Положение 3 соответствует концу сжатия и началу открытия выходной щели для выталкивания. В положении 4 поршень находится в мертвой точке при одновременном закрытии нагнетательной щели. Вредное пространство в этих машинах

очень небольшое; компрессор снабжен безопасной крышкой. Машины эти работают спокойным бесшумным ходом при высоком числе оборотов и большой скорости поршня, достигающей 3,8—4,0 м/сек, так как предел повышенной скорости поршня в первую очередь ставится клапанами. Достоинством бесклапанных машин является отсутствие в них депрессии при всасывании и избыточного давления при выталкивании, за исключением начальных моментов всасывания и нагнетания. Недостатком золотниковой системы регулирования впуска и выпуска аммиака является то, что при иных температурах испарения и конденсации, чем те, на которые установлена отсечка, возможны потери работы из-за несвоевременности открытия всасывающих и нагнетательных щелей. Совершенно очевидно также, что осуществление такой конструкции требует высшего качества материала и очень большой точности обработки.

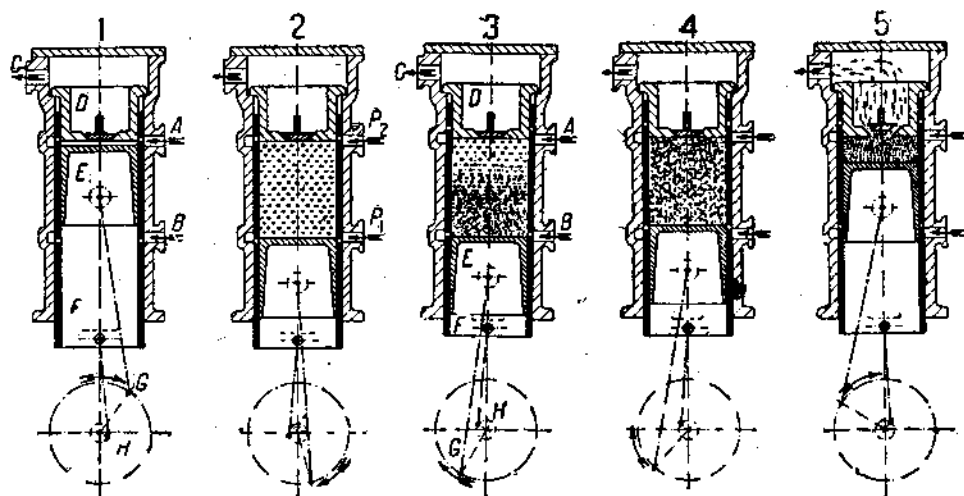


Фиг. 152. Схема работы бесклапанного аммиачного компрессора Вест с золотником-гильзой.

В случае работы машины по циклу Воркиса золотниковое распределение с двумя рядами щелей служит лишь для впуска в цилиндр пара из испарителей высокого и низкого давлений; выпуск же пара из цилиндра осуществляется через клапан в безопасной крышке цилиндра (фиг. 153).

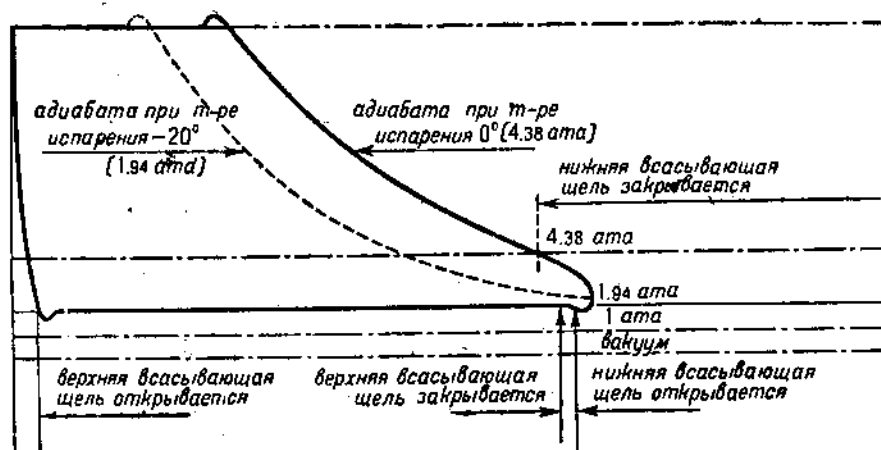
Когда поршень компрессора *E*, двигаясь вниз, пройдет часть хода, соответствующую объему расширившегося во вредном пространстве пара (положение 1), золотник-гильза *F*, движущийся также вниз, становится верхним рядом щелей против кольцевой щели *A* в цилиндре, через которую всасывается пар из испарителя низкого давления. В положении 2 всасывание заканчивается и открывается нижняя кольцевая щель *B*, через которую в цилиндр входит пар из испарителя высокого давления, сжимая поступивший до этого в цилиндр пар низкого давления (положение 3). В положении 4 нижняя кольцевая щель перекрывается, поршень идет вверх и сжимает смесь пара до давления в конденсаторе. Положение 5 соответствует началу выталкивания пара из цилиндра. Для работы по циклу Воркиса бесклапанный компрессор имеет то преимущество, что он дает возможность открывать щели для впуска пара высокого давления, после

того как закрыт выпуск пара низкого давления. Кроме того, в обычных компрессорах не используется часть хода сжатия до момента закрытия поршнем щелей в цилиндре. золотник же может закрыть щели до начала хода сжатия.



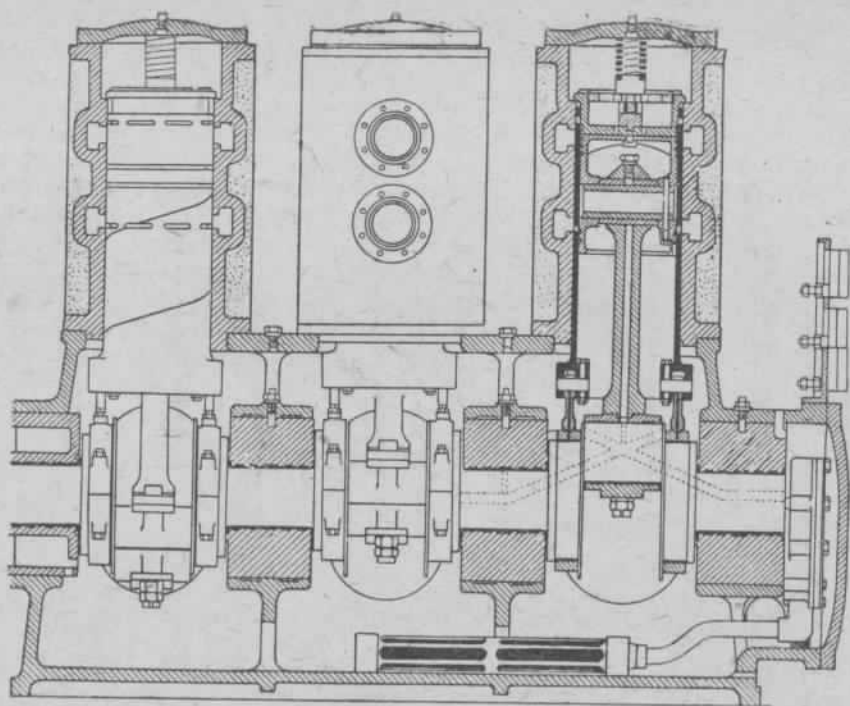
Фиг. 153. Схема работы бесклапанного компрессора с золотником-гильзой по принципу „мюльтип-эффект“.

На фиг. 154 показана теоретическая индикаторная диаграмма бесклапанного компрессора, работающего по циклу Ворхиса. Избыточная площадь, получаемая от потерь в клапанах, практически равна нулю. Пунктиром нанесена кривая сжатия только пара низкого давления без добавочного впуска через щели пара из испарителя высокого давления. На

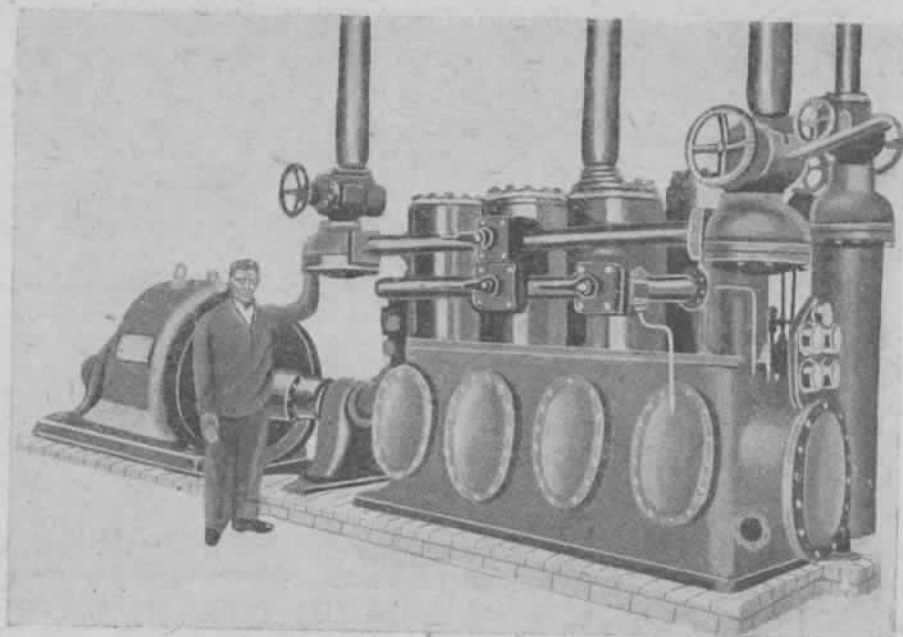


Фиг. 154. Теоретическая индикаторная диаграмма бесклапанного аммиачного компрессора, работающего по принципу „мюльтип-эффект“.

фиг. 155 показан в разрезе бесклапанный трехцилиндровый компрессор завода Вест, работающий по циклу Ворхиса. Вокруг каждого из цилиндров имеется по две кольцевых щели для впуска пара низкого давления (вверху) и высокого давления (внизу). Отсутствие клапана в поршне бесклапанной машины позволяет конструировать его более легким, с пони-



Фиг. 155. Бесклапанный аммиачный компрессор завода Вест (Sleeve valve), работающий по принципу „мультимп-эффект“.



Фиг. 156. Бесклапанный аммиачный компрессор завода Вест.

женными силами инерции, допускающим большие скорости и большие числа оборотов.

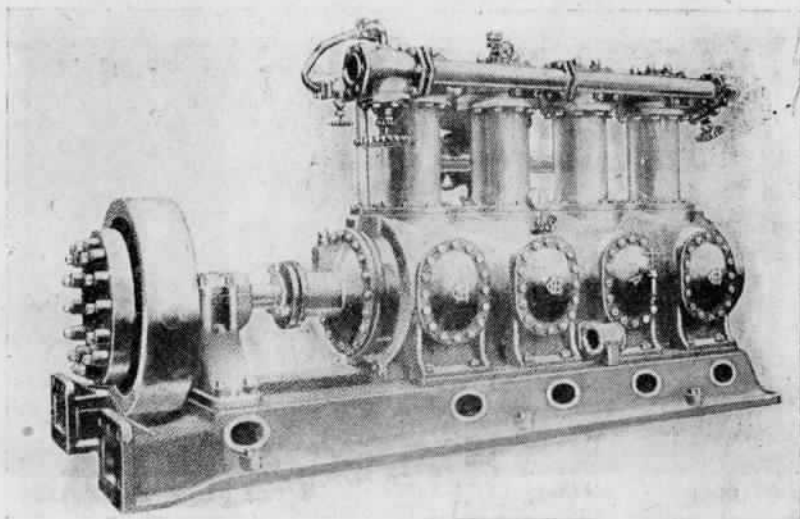
На фиг. 156 показан бесклапанный компрессор фирмы Вест, приспособленный для работы с двумя давлениями всасывания низкого давления и третьим — для щелей Ворхиса; промежуточные запорные вентили позволяют присоединять к разным линиям всасывания переменное число цилиндров как по основному всасыванию, так и всасыванию „мюльтипл-эффект“.

Число оборотов этого компрессора $n = 500$ при холодопроизводительности в 1500 000 кал/час.

Следует отметить, что в непрямоточных машинах „мюльтипл-эффект“ (Вест, Хаслам) естественным является установление в картере давления, соответствующего высокой температуре испарения, так как щели Ворхиса ближе к картеру, чем основное всасывание.

Г. Вертикальные машины типов, отличных от ВП.

При расположении в вертикальном быстроходном компрессоре совершенно закрытого типа всасывающего и нагнетательного клапанов в верхней крышке конструкция цилиндра необычайно упрощается и он превращается в простую чугунную трубу с двумя фланцами. Поршень также становится очень легким, и машина оказывается дешевле типа ВП, что,



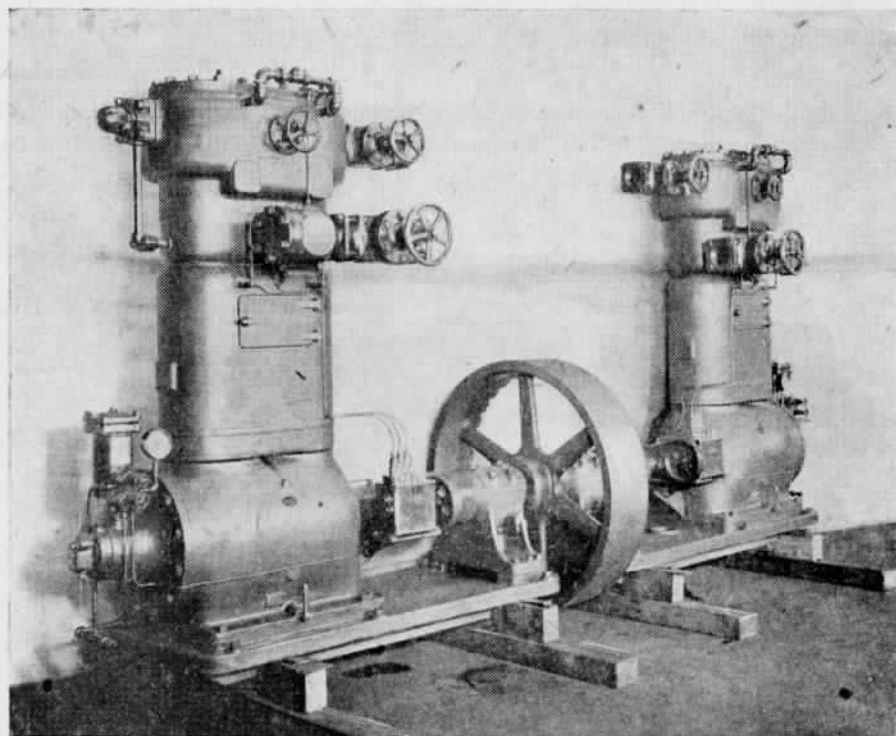
Фиг. 157. Аммиачный компрессор с непрямоточным поршнем завода Хаслам.

однако, покупается ухудшением рабочих коэффициентов из-за теплообмена и дросселирования на всасывании, так как при расположении обоих клапанов в крышке осуществляемое проходное сечение уменьшается вдвое против типа ВП. Такие машины выполняют заводы Хаслам (фиг. 157) и Карбондейль (Вортингтон), а также Эшер-Висс в специальной конструкции, описанной в ч. II.

Двухступенчатое сжатие может осуществляться в вертикальных компрессорах путем соответствующего переключения цилиндров нормальных размеров (например, три цилиндра в качестве ступени низкого давления, четвертый служит ц. в. д.), причем, однако, необходимо предусмотреть в ц. в. д. добавочные нижние кольца на поршне, чтобы пар промежуточного давления не проходил в картер, если речь идет о прямоточных ком-

прессорах. Завод Хаслам применяет и специальные ступенчатые цилиндры, что, однако, вряд ли можно признать целесообразным.

Вертикальные прямоходные компрессоры являются типом машины, способной нести большие нагрузки, поэтому использование их в качестве ступени низкого давления при двухступенчатом сжатии экономически не целесообразно. Установка на нормальном картере уширенных цилиндров возможна только в небольших пределах отступления от нормального диаметра; кроме того, вакуум, с которым во многих случаях работают ступени низкого давления, создает угрозу засоса воздуха в картер через сальник и все уплотнения. Поэтому завод Йорк, желая использовать для бустер-компрессоров свой стандартный картер и механизм движения, применяет конструкцию, аналогичную его углекислотному компрессору У-31



Фиг. 158. Аммиачный „буст р“-к мпрессор завода Йорк.

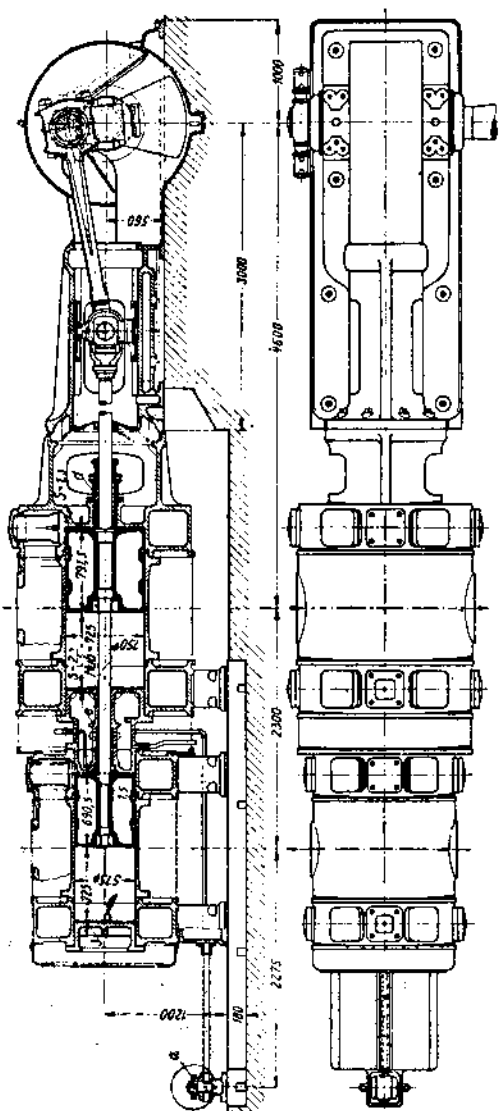
(фиг. 183); внешний вид ее изображен на фиг. 158. Здесь между картером и цилиндром вставлен полукорпус с цилиндрическими параллелями; цилиндр — с сальником, клапаны — пластинчатые. Изображенный на фиг. 158 двойной бустер-компрессор выполнен с $D=13''$ (330 мм), $S=9''$ (229 мм), на картере нормального компрессора Йорка $9'' \times 9''$ (229 $\times$ 229 мм).

Д. Компрессоры двух- и трехступенчатого сжатия.

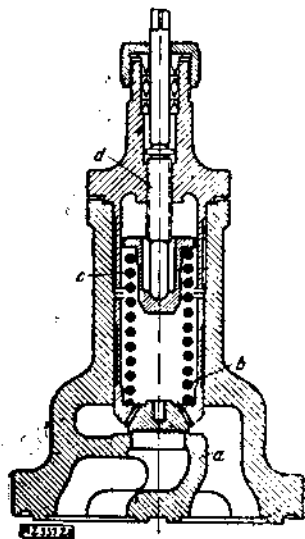
На фиг. 159 показана, в исполнении завода Зульцер, конструкция самого мощного из выполненных до настоящего времени аммиачных компрессоров с расположением ц. н. д. и ц. в. д. друг за другом. Диаметр ц. н. д. — 750 мм, диаметр ц. в. д. — 575 мм, ход поршня — 725 мм, число оборотов $n=150$ в минуту. Холодопроизводительность компрессора при $t_o=-10^\circ$, $t=+25^\circ$ и $t_u=+20^\circ$ $Q_o=3\,400\,000$ кал/час. Вследствие зна-

чительного веса вставка и выемка клапанных коробок производится с помощью особых приспособлений. Цилиндр высокого давления расположен на направляющей плите и может по ней перемещаться в осевом направлении посредством червячной передачи *a*. Сальники с металлической набивкой; промежуточный сальник охлаждается водой (оросительное устройство). На обоих цилиндрах имеются предохранительные клапаны, соединяющие между собой нагнетательные и всасывающие каналы компрессора (фиг. 160); при отпуске пружины они действуют как перепускные и допускают пуск машины в ход без нагрузки.

Цилиндры имеют с каждой стороны по три всасывающих и по три нагнетательных клапана. Клапаны пластинчатые (фиг. 161); удары при открытии воспринимаются сначала пружинами *e*, а затем пружинящей упорной пластинкой *d*; закрытие клапана осуществляется пружинами *e*. Вес движущихся частей этих клапанов минимальный. Подъем и опускание



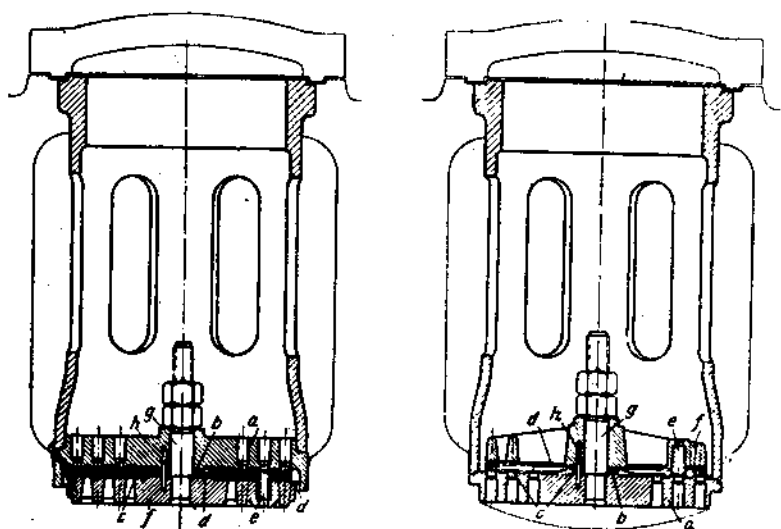
Фиг. 159 Аммиачный компрессор двухступенчатого сжатия завода Зульцлер, холодопроизводительностью 3400000 норм. ккал час.



Фиг. 160. Предохранительный клапан.

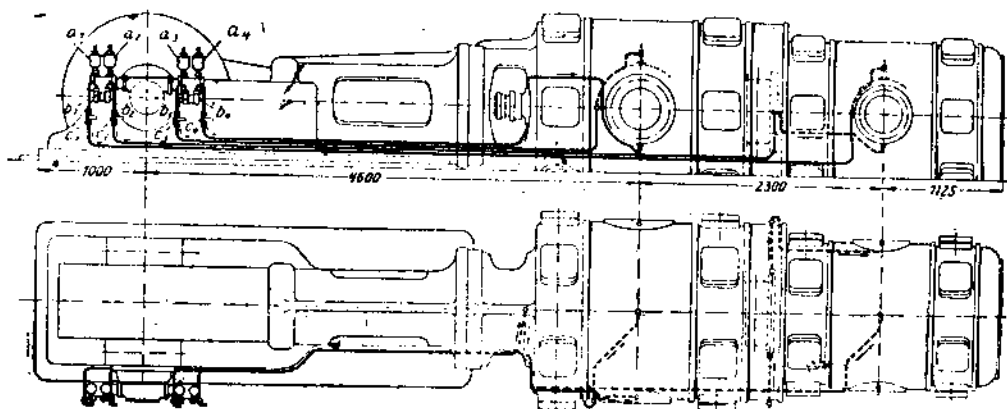
пластин происходит очень мягко и сопровождается очень слабым дросселированием пара в клапанах. Схема смазки показана на фиг. 162. От конца вала посредством особой передачи приводится в движение два двух-плунжерных масляных насосика, питаемых от масленок *a*₁ до *a*₄. Каждый поршеньек отдельно подает масло непосредственно в ц. в. д. и ц. н. д. Отдельный поршеньек подает смазку в передний сальник; избыточное масло выходит вверх и подается затем во всасывающий штуцер ц. н. д. Таким же образом производится смазка промежуточного сальника, из которого

избыточное масло отводится во всасывающий штуцер ц. в. д. Обратные клапаны b_1 до b_4 у насосов препятствуют попаданию аммиака в насос; при остановке машины, кроме того, закрываются краны c_1 до c_4 . Аналогичная конструкция аммиачного компрессора двухступенчатого сжатия с расположением цилиндров друг за другом (тандем), в исполнении итальянского



Фиг. 161. Всасывающий и нагнетательный клапаны.

авода Дель-Орто, показана на фиг. 163. Пластинчатые клапаны расположены в корпусе цилиндра; всасывающие клапаны имеют приспособления для подъема пластин над седлом при пуске машины в ход; внизу цилиндров расположены предохранительные клапаны, устанавливающие сообще-



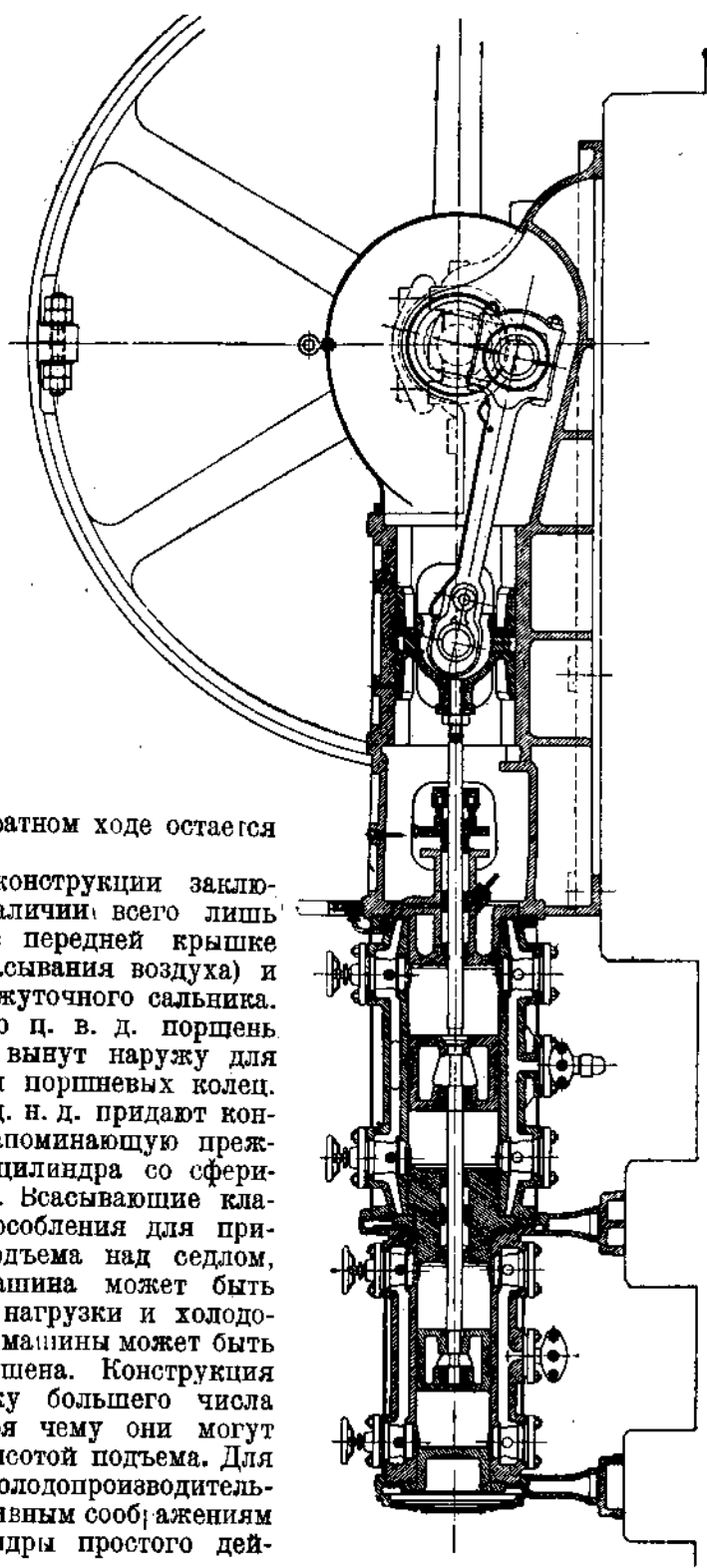
Фиг. 162. Схема смазки.

ние нагнетательных каналов цилиндров со всасывающими при достижении предельных давлений нагнетания.

Существенным недостатком конструкции компрессоров двойного сжатия с расположением ц. в. д. и ц. н. д. друг за другом (тандем) является затруднительность доступа к промежуточному сальнику.

На фиг. 164 показан аммиачный компрессор двухступенчатого сжатия со ступенчатым поршнем. Цилиндр низкого давления двойного действия расположен по середине, ступень высокого давления разбита на два цилиндра, примыкающие с двух сторон к ц. н. д. Компрессор этот имеет очень спокойный ход, так как даже при переменных давлениях конденсации и испарения и изменяющейся с ними индикаторной мощности компрессора давление на поршень при прямом и обратном ходе остается одинаковым.

Достоинство конструкции заключается также в наличии всего лишь одного сальника в передней крышке (нет опасности засасывания воздуха) и в отсутствии промежуточного сальника. По отнятии заднего ц. в. д. поршень легко может быть вынут наружу для производства смены поршневых колец. Скосы в крышках ц. н. д. придают конструкции форму, напоминающую прежнюю конструкцию цилиндра со сферическими крышками. Всасывающие клапаны имеют приспособления для принудительного их подъема над седлом, благодаря чему машина может быть пущена в ход без нагрузки и холодопроизводительность машины может быть по желанию уменьшена. Конструкция допускает установку большого числа клапанов, благодаря чему они могут работать с малой высотой подъема. Для машин меньшей холодопроизводительности по конструктивным соображениям применяются цилиндры простого действия (фиг. 165).



Фиг. 163. Аммиачный компрессор двухступенчатого сжатия завода Дель-Орто.

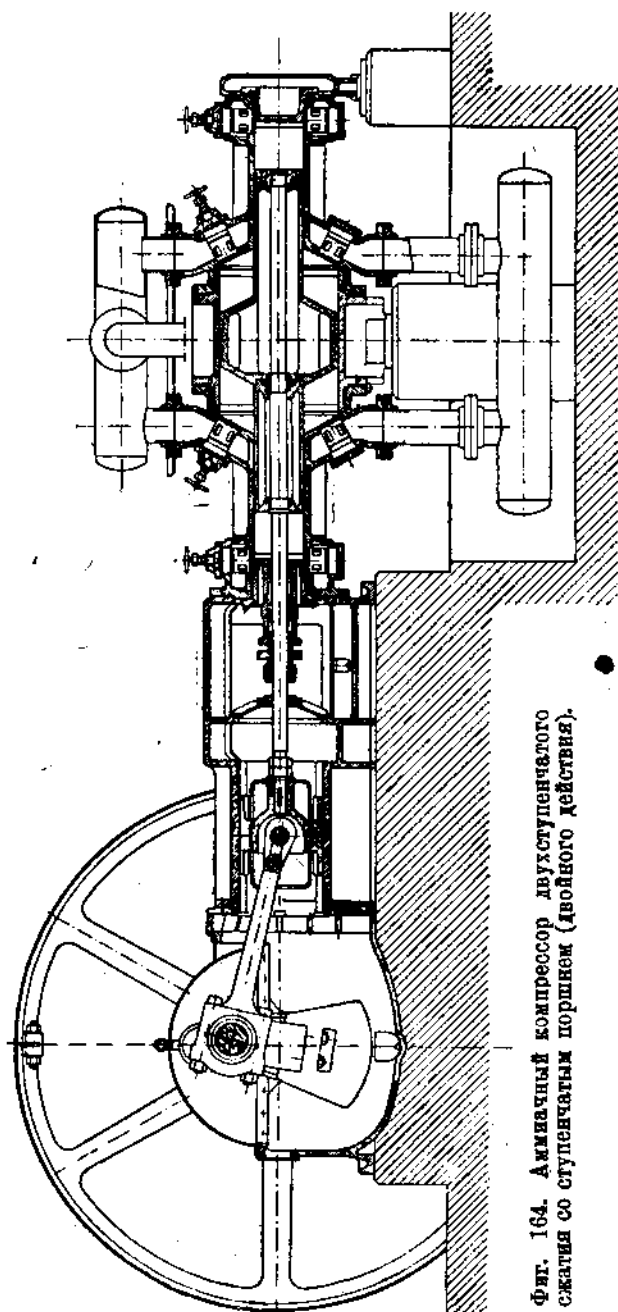
В том случае, когда кольцевое пространство, образуемое обратной стороной поршня ц. н. д., сообщается с давлением всасывания, усилия по штоку при прямом и обратном движении поршня, при соответствующем подборе размеров поршней, могут быть выравнены; целесообразнее, однако,

выбор размеров поршней производить исходя из расчета на получение наиболее выгоднейшего промежуточного давления. В случае сообщения кольцевого пространства с ресивером промежуточного давления, усилие по штоку возрастает весьма значительно во время всасывающего хода поршня ц. н. д. и при обратном ходе поршня близко к нулю и даже отрицательно в начале хода. Выемка поршня производится так же просто, как и в одноцилиндровом компрессоре.

При работе машины с температурой испарения холодильного агента ниже -50°C уже возникает вопрос о переходе от двухступенчатого сжатия к трехступенчатому, так как при температуре конденсации $+25^{\circ}\text{C}$ и температуре испарения -50°C отношение

$$\frac{p}{p_0} \approx 25.$$

На фиг. 166 показано конструктивное выполнение аммиачного компрессора трехступенчатого сжатия со ступенчатым поршнем. Цилиндр низкого давления расположен посредине и работает одной стороной поршня; его всасывающие клапаны при этом легко размещаются в поршне. Нагнетательные клапаны удобно располагаются в крышке ц. н. д. на кольцевой площадке между диаметрами цилиндров низкого и высокого давлений, однако, го-



Фиг. 166. Аммиачный компрессор двухступенчатого сжатия со ступенчатым поршнем (двойного действия).

ризонгальное расположение клапанов является существенным недостатком конструкции. Ступень среднего давления примыкает к ц. н. д. с передней стороны и в ней помещается единственный сальник для штока. В машинах многоступенчатого сжатия сальник не следует располагать в

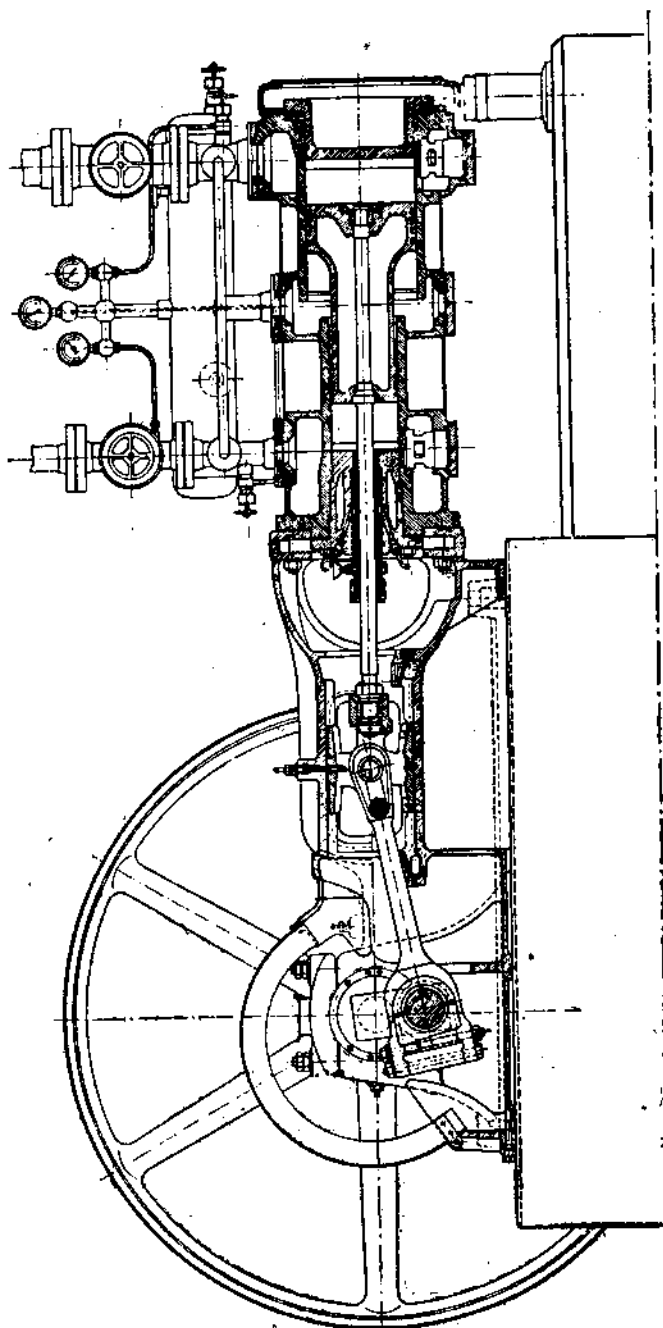
ступени низкого давления, во избежание возможности засасывания через него воздуха в систему, если давление всасывания окажется ниже атмосферного (для аммиака $t_0 = -34^\circ \text{Ц}$). Так как температура замерзания аммиака $t_{\text{вр}} = -77,9^\circ$ ($p_{\text{вр}} = 0,0619 \text{ атм}$), то практически температура испарения -70°Ц является наимизшим пределом для аммиачной машины.

Как уже отмечалось в гл. III, двухступенчатое сжатие (при температурах испарения до -35°Ц) наиболее просто осуществляется путем компоновки машин, используя при этом в качестве ступени высокого давления нормальную модель одноступенчатого компрессора, а в качестве ступени низкого давления — ту же модель компрессора, но с увеличенным диаметром цилиндра (при том же ходе поршня); привод осуществляется обычно от синхронного электромотора, посаженного на общем валу между обеими машинами. Угол между коленами коренного вала, обеспечивающий наименьший маховой момент ротора электромотора, составляет $90-120^\circ$.

§ 4. Общая характеристика углекислотных компрессоров.

Для определенной холодопроизводительности часовой объем (а при постоянном числе оборотов и объем цилиндра) углекислотного компрессора бу-

дет в 5—7 раз меньше, чем у аммиачного компрессора; расход же энергии в основном остается тем же (увеличение порядка 15—30%). Среднее индикаторное давление в углекислотной машине выше в 6—8 раз. Это



Фиг. 165. Аммиачный компрессор двухступенчатого сжатия со ступенчатым поршнем (простого действия).

привело заводы, основной продукцией которых являются аммиачные машины, к попыткам сохранить для углекислотных машин все размеры рамы картера), число оборотов, размеры шатуна, крейцкофа и кривошипа (и соответственно хода поршня), меняя лишь диаметр цилиндра. Для „нормальных“ условий последний пришлось бы уменьшить в $\sqrt{\frac{3\,390}{673,8}} =$

$= 2,24$ раза исходя из отношения объемных холодопроизводительностей,

и в $\sqrt{\frac{26,4}{4,23}} = 2,5$ раза исходя из

отношения средних индикаторных давлений, в обоих случаях без учета влияния штока. Таким образом машина завода „Компрессор“ марки NG-300 с характеристиками: $Q_o = 100\,000$ норм. ккал/час, $N_i = 29,2$ л. с., $V_h = 198,5$ м³/ч, $n = 200$, $D = 190$ мм, $d = 45$ мм,

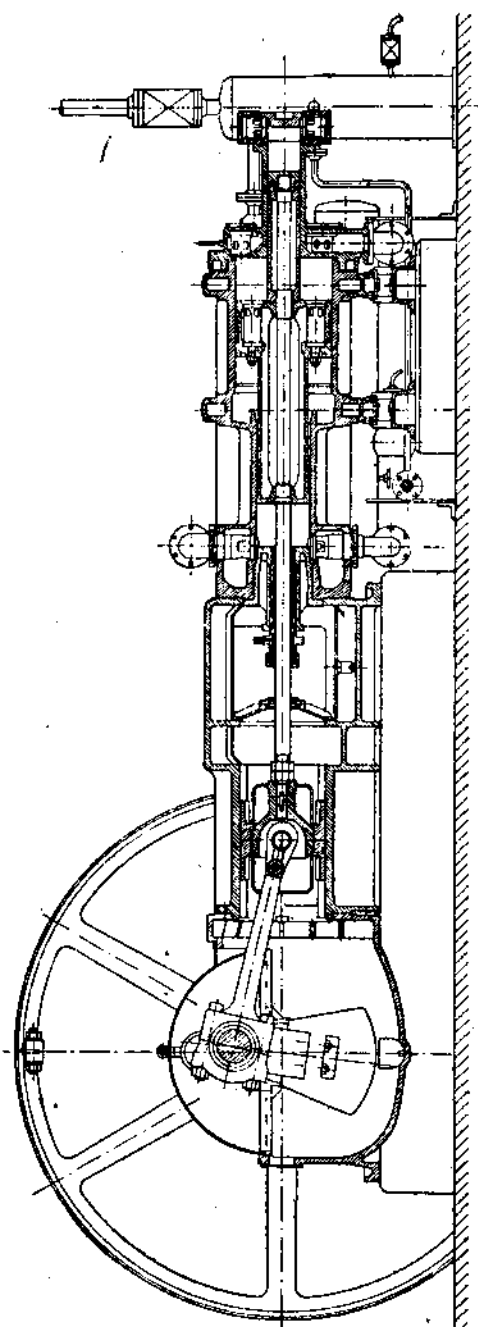
$S = 300$ мм, $\frac{S}{D} = 1,58$ и $c_m = 2,0$ м/сек,

могла бы быть при переделке ее на углекислотную снабжена цилиндром с $D = 85$ мм при сохранении остальных линейных размеров и числа оборотов. Тогда мы имели бы: $V_h = 35,3$ м³/час, а также (при неизменении η_i и λ_o) $N_i = 32,5$ л. с. и $Q_o = 88\,500$ норм. ккал/час. При этом мы, однако, получаем $d = 0,53 D$ и $\frac{S}{D} = 3,53$.

Диаметр штока d в углекислотных машинах обычно выполняется равным $0,4 - 0,5 D$, причем меньшая величина относится к машинам с большим числом оборотов и соответственно малым ходом поршня; в соответствии с ходом уменьшается и длина штока и увеличивается допустимое расчетное напряжение на продольный изгиб.

Что касается отношения хода к диаметру, то для цилиндров углекислотных компрессоров, сконструированных применительно к станине аммиачного компрессора или паровой машины, а также для непосредственного соединения с

последней (морской тип, см. ч. II) характерно отношение $\frac{S}{D} = 3,0 - 3,5$. Специально же сконструированные углекислотные машины характеризу-



Фиг. 166. Аммиачный компрессор трехступенчатого сжатия.

ются обычно отношением $\frac{S}{D} = 2-3$, причем меньшие значения применяются в более быстроходных машинах.

Вышеприведенный пример переконструирования аммиачной машины на углекислотную путем простого изменения диаметра цилиндра при сохранении остальных элементов грешит также тем, что скорость поршня нами оставлена без изменения. Между тем, для одной и той же холодопроизводительности (в одном цилиндре) скорость поршня углекислотной машины берется примерно на 40% ниже, чем для аммиачной. Достаточной причиной для этого является больший, чем в аммиачных машинах, распор поршневых колец, обусловленный большими давлениями рабочего вещества; уменьшение скорости необходимо для того, чтобы не увеличивать чрезмерно работу трения, отнесенную к поверхности трения цилиндра, во избежание местного нагревания, влекущего за собой ухудшение смазки и возможность задирання.

ТАБЛИЦА 33

Средние значения скорости поршня для современных машин различных типов
в м/сек

Холодопроизводительность в 1 цилиндре в норм. кал	15 000	30 000	60 000	100 000	200 000	500 000
Углекислотные компрессоры двойного действия	0,8	0,9	1,1	1,3	1,6	1,9
Аммиачные компрессоры двойного действия	1,3	1,6	1,9	2,1	2,4	2,8
Аммиачные компрессоры типа ВП	1,7	2,0	2,3	2,6	3,0	3,3

Приведем данные по некоторым углекислотным компрессорам двойного действия (табл. 34 и 35). Внешние размеры этих машин даны в приложениях.

Следует заметить, что, в отличие от аммиачных машин, тип углекислотного вертикального компрессора с сальником и с открытой или полузакрытой станиной является вполне современным, и притом не только для морских установок (ч. II), но и для сухопутных. При этом понижение скорости поршня, о котором говорилось выше, достигается путем уменьшения длины хода при сохранении или даже увеличении числа оборотов; в результате, поскольку длина цилиндра, штока, шатуна и радиус кривошипа пропорциональны ходу поршня, — высота машины понижается до приемлемых размеров, допускающих обслуживание ее без галлерей.

Из табл. 33 видно, что скорость поршня у аммиачных машин типа ВП значительно выше, чем для типа ГД, оправданием чему может служить в первую очередь лучшая смазка, поскольку охлаждению поршня всасываемым паром противостоит неблагоприятный фактор — боковое усилие в следствии отсутствия крейцкопфа. Вертикальные углекислотные машины выполняются в Европе с крейцкопфом и сальником и для ординарного действия — с проходным поршнем; в этом случае улучшенное охлаждение поршня и отчасти сальника позволяет почти удвоить скорость поршня для цилиндра того же размера при отказе от двойного действия, доведя ее до 2—2,3 м/сек для мощностей порядка 50 000 норм. кал/час в одном цилиндре.

Следовательно, при сохранении всех остальных размеров и при замене цилиндра двойного действия на однодействующий с проходным поршнем, увеличением почти в 2 раза числа оборотов можно достигнуть той же холодопроизводительности. Этот способ и применяется во всех

Американские CO₂-компрессоры типа ГД

Часовой объем описыв. порш. V _н м ³ /час	Диаметр порш- ня D		Ход поршня S		Диаметр штока d		Число об/мин. n	Отноше- ние хода к диа- метру S/D	Средняя скорость поршня с _п м/сек	Диаметр махови- ка мм	В е с		
	мм	дюйм	мм	дюйм	мм	махови- ка кг					компрес- сора (сез махови- ка кг	общий кг	
5,1	2 1/4	57,1	6	152,4	43/16	7,9	120	2,66	0,61	915	450	500	950
7,4	2 1/2	63,5	9	228,6	1 1/8	15,9	95	3,6	0,72	1525	760	950	1710
10,6	2 3/4	69,8	9	228,6	1 1/8	15,9	110	3,27	0,84	1525	760	950	1710
13	2 7/8	73	10	254	1 1/8	15,9	110	3,48	0,94	1525	1000	950	1950
13,1	3	76,2	11 1/2	292,1	1 1/4	31,7	90	3,83	0,88	2080	1180	1640	2820
15,6	3 1/4	82,5	11 1/2	292,1	1 1/4	31,7	90	3,54	0,88	2080	1180	1640	2820
20,9	3 1/2	88,9	14	355,6	1 3/4	44	90	4,0	1,07	2080	1360	2950	4310
21,3	3 3/4	92,1	14	355,6	1 3/4	44	85	3,86	1,01	2140	1950	2800	4750
26	3 3/4	95,2	14	355,6	1 3/4	44	95	3,74	1,13	2140	2030	2950	4980
27,8	3 7/8	98,4	14	355,6	1 3/4	44	95	3,61	1,13	2140	2030	2950	4980
31,7	4 1/4	107,9	16	406,4	2	50,8	80	3,77	1,09	2440	2720	3850	6570
38,1	4 3/8	111,1	16	406,4	2	50,8	90	3,66	1,21	2440	2950	3850	6800
47,9	5	127	20	508	2 3/8	60,3	70	4	1,19	2750	3630	5450	9080
50,7	5 1/8	130,2	20	508	2 3/8	60,3	70	3,91	1,19	2750	4080	5450	9540
65,4	5 3/4	146	20	508	2 3/8	60,3	75	3,44	1,27	3660	4550	5450	10000
86,6	6 1/4	158,7	24	609,6	3	76,2	65	3,84	1,32	3660	5200	6100	11300
94,4	6 1/2	165,1	24	609,6	3	76,2	65	3,7	1,32	4270	6350	6100	12450
99,1	6 3/4	171,4	24	609,6	3	76,2	65	3,55	1,32	4270	6800	6100	12900
107	7	177,8	24	609,6	3	76,2	65	3,43	1,32	4270	7250	6100	13350
118	7 3/4	196,8	28	711,2	3 3/4	95,2	60	3,61	1,43	4880	8200	13000	21200
126	8	203,2	28	711,2	3 3/4	95,2	60	3,5	1,43	5480	9100	13000	22100
145	8 1/2	215,9	28	711,2	3 3/4	95,2	60	3,23	1,43	5480	11300	13000	24300

Углекислотные компрессоры двойного действия завода „САПРО“ марок Р и ВВ

Тип компрессора и марка	Фирменное обозначение	Диаметр цилиндра D мм	Ход поршня S мм	Наибольшее число об/мин n	Часовой объем V_h м ³ /час	Отношение хода к диаметру $\frac{S}{D}$	Средняя скорость поршня v м/сек	При „нормальных“ европейских условиях		Объемная холодопроизводительность Q_v м ³ /м ³	Удельная холодопроизводительность K_v м ³ /м ³ с. ч.	Коэффициент подачи λ_0	Производительность компрессора и механического насоса $Q_{\text{мех}}$ м ³ /ч	Диаметры трубопроводов		Диаметр мм	Ширина мм	Вес компрессора с насосом кг
								холодопроизводительность Q_v м ³ /ч	потребная мощность $N_{\text{э}}$ л. с.					всасывающего и нагнетательного мм	жидкостного мм			
Вертикальный ВВ	I	36	60	(270)	1,75	1,67	(0,54)	3 500	2	2 000	1 750	0,59	0,5	13	10	480	105	285
	II	36	60	400	2,6	1,67	0,8	5 200	2,75	2 000	1 890	0,59	0,54	13	10	480	105	285
	III	45	70	(280)	3,3	1,56	(0,65)	8 600	3,5	2 600	2 450	0,76	0,71	19	10	500	120	405
	IV	45	70	360	4,25	1,56	0,84	11 000	4,5	2 000	2 450	0,76	0,71	19	10	500	120	405
	V	60	90	(220)	5,9	1,5	(0,66)	14 000	6,0	2 340	2 340	0,59	0,68	25	13	600	150	600
	VI	60	90	30	8,1	1,5	0,9	19 000	8,0	2 540	2 40	0,59	0,68	25	13	600	150	600
	(11)	50	130	(170)	4,6	2,6	(0,74)	11 000	5	2 400	2 200	0,7	0,64	19	10	800	140	650
	12	50	130	230	6,2	2,6	1,0	15 000	6	2 400	2 500	0,71	0,72	19	10	800	140	650
	(13)	60	150	(180)	8,1	2,5	(0,9)	20 000	8	2 470	2 500	0,73	0,72	25	13	1 100	150	850
	14	60	150	230	9,9	2,5	1,1	25 000	10	2 520	2 500	0,74	0,72	25	13	1 100	150	850
Горизонтальный Р	(15)	80	180	(125)	12	2,25	(0,75)	30 000	12	2 500	2 500	0,74	0,72	30	19	1 800	200	2 450
	16	80	180	150	14,4	2,25	0,9	40 000	16	2 780	2 500	0,82	0,72	30	19	1 800	200	2 450
	(16)	80	220	150	17,6	2,75	1,1	50 000	20	2 830	2 500	0,84	0,72	30	19	1 800	200	2 650
	(17)	100	240	(120)	24	2,4	(0,96)	60 000	24	2 500	2 500	0,84	0,72	38	19	2 200	210	4 700
	17a	100	240	140	28	2,4	1,12	70 000	28	2 500	2 500	0,74	0,72	38	19	2 220	260	4 700
	(18)	110	260	(120)	31,4	2,3	(1,04)	80 000	32	2 630	2 500	0,77	0,72	50	25	2 500	210	4 700
	18a	110	280	135	35,3	2,36	1,17	90 000	36	2 550	2 500	0,75	0,72	50	25	2 500	210	4 700
	19	110	280	140	39,6	2,53	1,31	100 000	40	2 330	2 500	0,75	0,72	50	25	2 800	300	—

1 Цифры в скобках относятся к машинам, отличающимся от ближайшей большей модели лишь пониженным числом оборотов.
 2 Вертикальные машины выделены также и с рабочим и холодным шнеком; ширина дана для одного шнека.
 3 Значение Q_v для моделей III и IV преувеличены по сравнению со следующими V и VI.
 4 Значение Q_v и $N_{\text{э}}$ для моделей 16 и 18a преувеличены по сравнению с последующими номерами.

случаях, когда необходимо соединить компрессор на одном валу с электромотором, дизелем или быстроходной паровой машиной стандартного типа; недостатком его является некоторое ухудшение работы клапанов и увеличение работы трения.

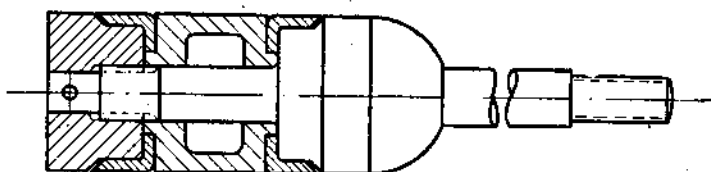
§ 5. Детали углекислотных компрессоров.

А. Цилиндры.

В настоящее время все заводы (за исключением фирм Йорк и Фрик) выполняют цилиндры CO_2 -компрессоров в виде кованных стальных болванов, в которых все необходимые полости и каналы осуществляются путем проточки или сверления; излишние отверстия закрываются медными пробками на газовой резьбе, которые затем расклепываются. Рабочая поверхность цилиндра выполнялась путем шлифовки, поскольку поршень имел кожаные манжеты; в настоящее время, при повсеместном переходе к чугунным поршневым кольцам, более правильным является установка рабочей втулки из твердого чугуна, менее поддающейся износу поршневыми кольцами и к тому же сменной. По этому пути пошли все английские заводы, германские же заводы и фирма Сабро (Sabro) остались при старой конструкции.

Б. Поршень.

Классическая, но уже устаревшая форма выполнения его — с кожными манжетами, зажатými между стальными или бронзовыми кольцами, показана на фиг. 167. Манжет всегда ставится 2 шт. — на машине ординар-



Фиг. 167. Поршень для CO_2 -компрессора с кожными манжетами.

ного действия обе направленные вверх, на машине двойного действия — в разные стороны (от середины поршня). Это обусловлено принципом действия манжет, которые прижимаются лишь в том случае, если направлены в сторону большего

давления; соответственно манжеты сальника в машинах Холла (см. ниже) направлены к фонарю, в остальных — внутрь цилиндра. Неудобство манжет заключается в том, что из-за них зачастую приходится работать влажным ходом, во избежание перегорания их при большом перегреве, а вместо масла применять глицерин, более дорогой и обладающий худшими смазывающими свойствами, поэтому их и заменяют в новых конструкциях поршневыми кольцами; все же в этом случае зачастую запасный поршень снабжают манжетами, так как они при „задранном“ цилиндре способны дать лучшее уплотнение, чем кольца. Манжеты изготовляют из лосевой кожи толщиной 5 мм путем прессования в штампах, показанных на фиг. 168. Края их должны быть заострены, неровности устранены подшабриванием. В сальниковых манжетах внутренние кольца не бронзовые, а резиновые.

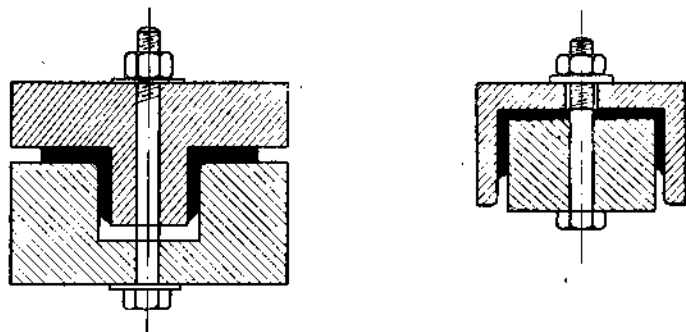
В современных машинах поршень снабжается чугунными кольцами в количестве от 5 до 8 шт., с промежуточными кольцами ступенчатыми (Нимайер, Атлас-Верке) или плоскими (Сабро).

Шток зачастую выполняется заодно с поршнем; поверхность его должна быть цементирована и шлифована или хромирована; иногда весь шток выполняется из хромоникелевой стали с заплечиком, на который насаживается букса, образующая часть тела поршня; далее следуют поршневые и разделительные кольца, затем — гайка со шплинтом. В крейцкопф шток,

как правило, ввинчивается, что дает возможность точной установки вредного пространства; с этой целью шток снабжен поближе к концу квадратом или плоскостями для ключа. Ввинченный шток крепится гайкой и шайбой с замком или пружинящей.

Мы уже упоминали ранее, что шток углекислотного компрессора выполняется несколько меньшего диаметра, чем для того же усилия в аммиачной машине, что допустимо вследствие меньшей его длины (из-за уменьшения S), поскольку

он в основном работает на продольный изгиб. Все же объем полости со стороны вала в углекислотном компрессоре двойного действия примерно на 20—25% меньше, чем со стороны крышки; это следует учитывать при проектировании схем с двумя давлениями всасывания.



Фиг. 168. Прессы для поршневых и сальниковых манжет.

В. Клапаны.

Во всех современных углекислотных компрессорах клапаны устанавливаются в самом цилиндре, и при этом они вместе с седлами обычно отделены от рабочей полости цилиндра тонкой (3—8 мм) стенкой с насверленными отверстиями (сеткой), получающейся при обработке блока цилиндра. Самый клапан обычно выполняется из одного куска, без каких-либо гаек, шайб или шплинтов.

Изображенные на фиг. 170 и 170а клапаны CO_2 -компрессора Атлас-Зерке-Линде отличаются от клапанов аммиачных компрессоров системы Линде (завод „Компрессор“) следующим:

1. Все чугунные направляющие и промежуточные детали заменены стальными и бронзовыми.

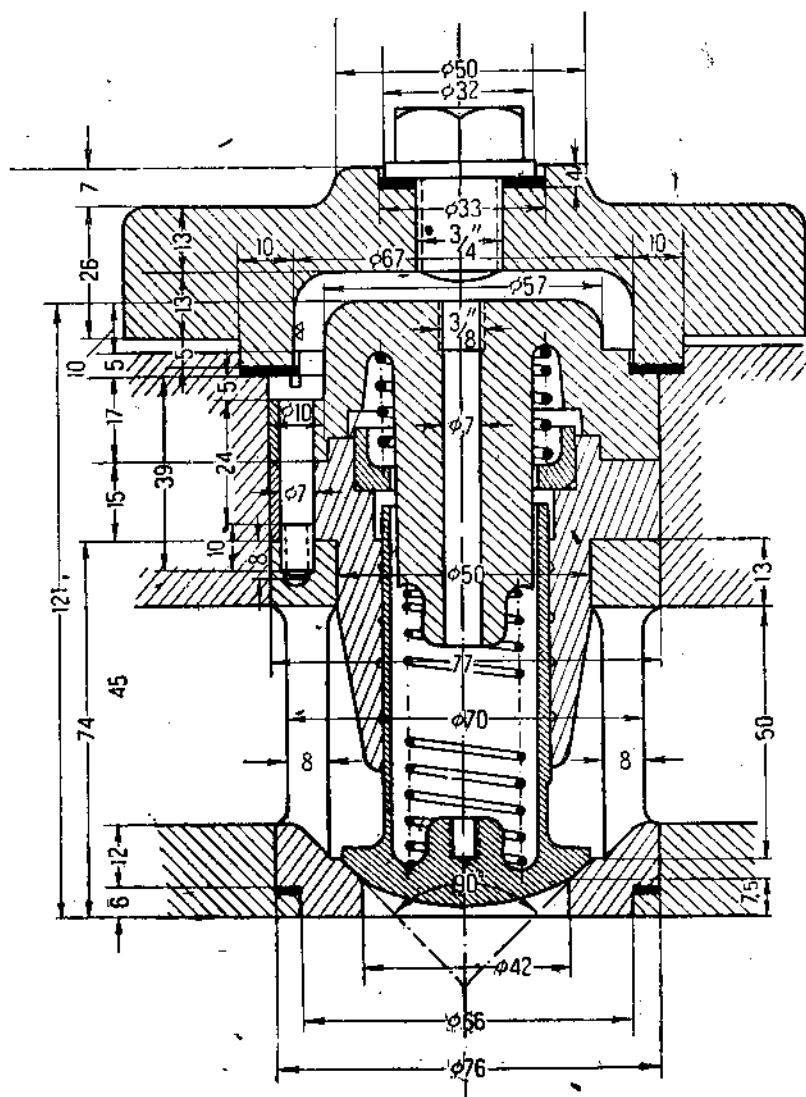
2. Всасывающий клапан со стороны крышки выполняется больших размеров, чем со стороны вала, так как объемы полостей цилиндра относятся примерно как 4:3, нагнетательные клапаны выполняются одинаковыми, поскольку они вообще имеют меньший размер.

3. Полный шпindel нагнетательного клапана имеет увеличенный диаметр и пружина перенесена внутрь.

Фиг. 169. Разрез цилиндра компрессора Сабро двойного действия.

Изображенный на фиг. 170 всасывающий клапан системы Линде не снабжен отжимным шпинделем для разгрузки компрессора при запуске в отличие от аммиачных машин системы Линде; другие фирмы (Борзиг, Сабро) применяют это устройство и в CO_2 -компрессорах. Конструкция Сабро видна на фиг. 169. Многие другие фирмы снабжают компрессор

цилиндр, а в боковую выемку (фиг. 173). При этом, правда, создается дополнительное вредное пространство, но оно, примерно, того же порядка, что и при обычной конструкции с „решеткой“. Пластиначатые клапаны употребляются редко, так как при значениях $p - p_0$ порядка 60 ат более реальна опасность деформации пластинок, чем при аммиаке. Своеобразной конст-



Фиг. 170а. Нагнетательный клапан CO_2 -компрессора системы Линде.

рукцией являются шариковые клапаны Нимайера (фиг. 174—175); применяемые стальные шарики имеют диаметр 8 мм, вес около 2 г, подъем в 1—2 мм. Скорость углекислоты в клапане порядка 35 м/сек. Прямоточные компрессоры с шариковыми клапанами выполняются с числами оборотов от 350 до 900 и имеются на теплоходах Совторгфлота „Крым“ и „Грузия“.

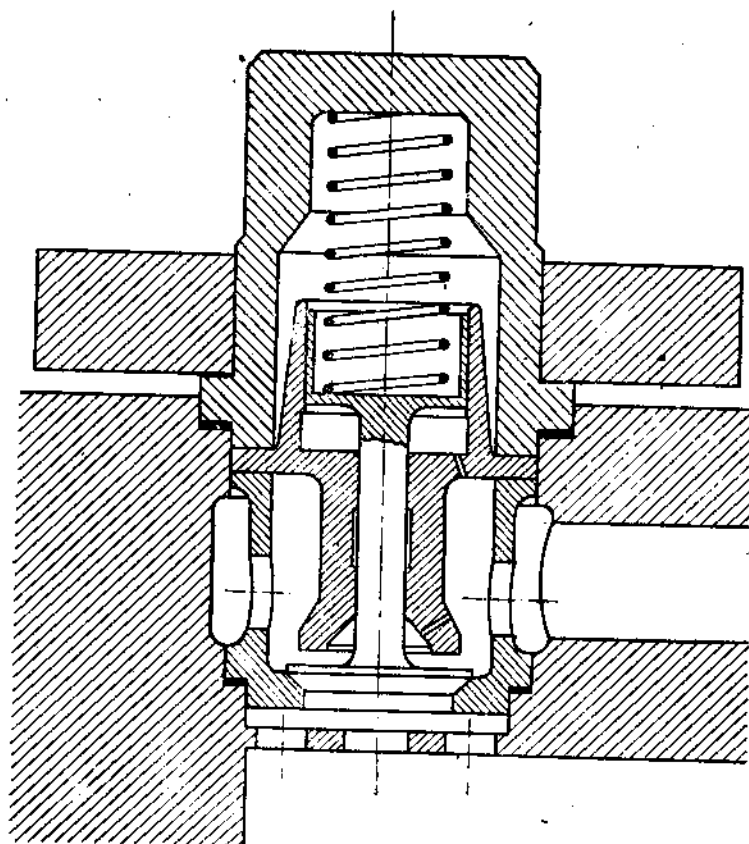
В табл. 36 перечислены нормальные модели CO_2 -компрессоров с шариковыми клапанами, выпускаемые фирмой Нимайер для сухопутных установок (фиг. 175).

ТАБЛИЦА 36

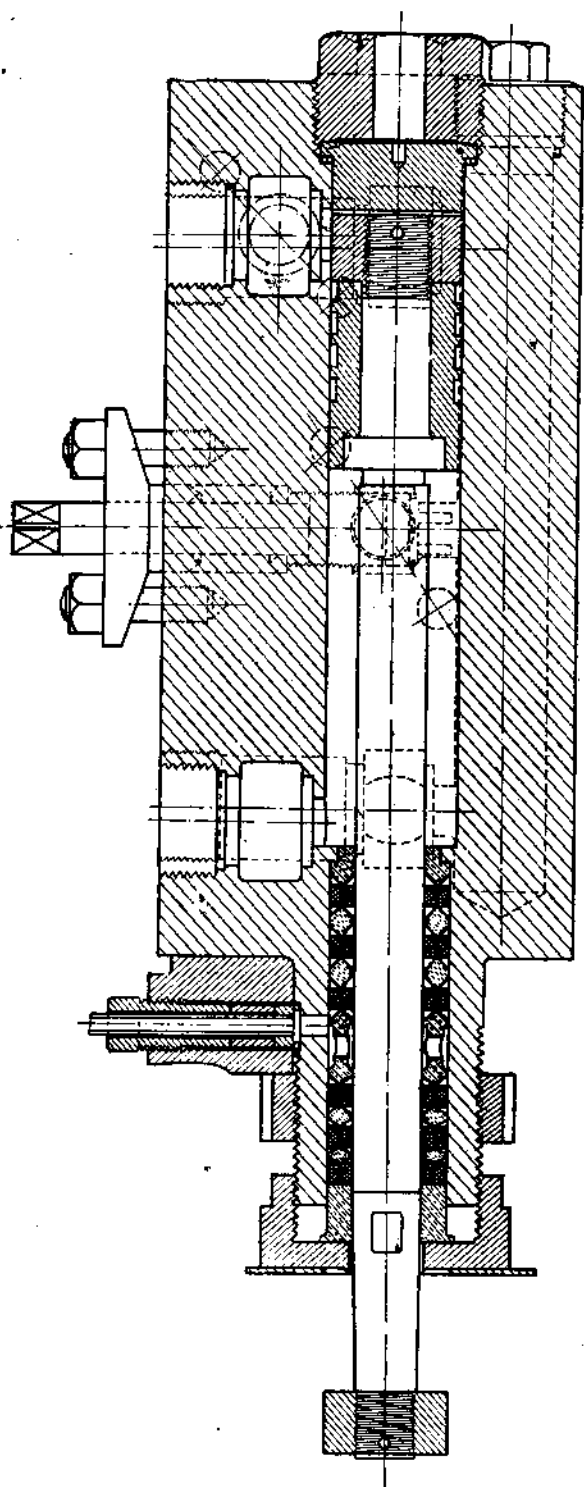
Углекислотные вертикальные прямоточные компрессоры Нимайера с шариковыми клапанами

($n = 400$)

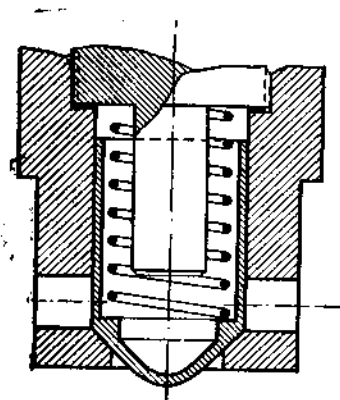
М а р к а	Q_0 кал/час	N_c л. с.	Габарит с мотором		
			длина	ширина	высота
CL-1	6 000	3	820	750	1 150
CL-2	11 500	5,7	870	750	1 350
CL-3	20 000	10	1 050	850	1 450
CL-4	31 500	15,6	1 100	950	1 500
CL-5	41 500	20,8	1 400	1 000	1 600
CL-6	52 000	26	1 500	1 000	1 650



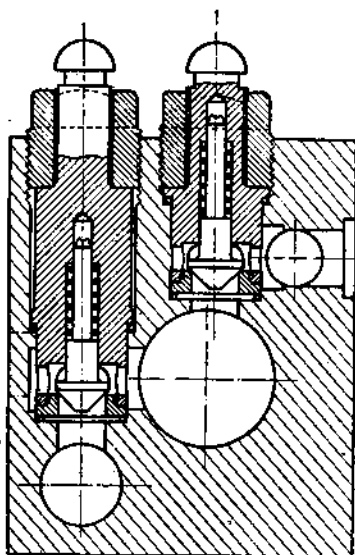
Фиг. 171. Нагнетательный клапан Сабро.



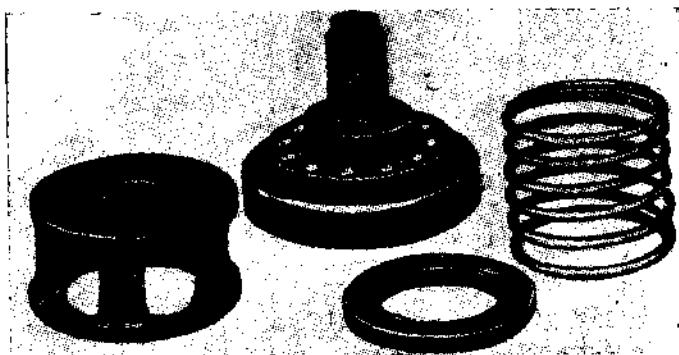
Фиг. 173. Разрез компрессора Холла.



Фиг. 172. Наперстовый клапан.



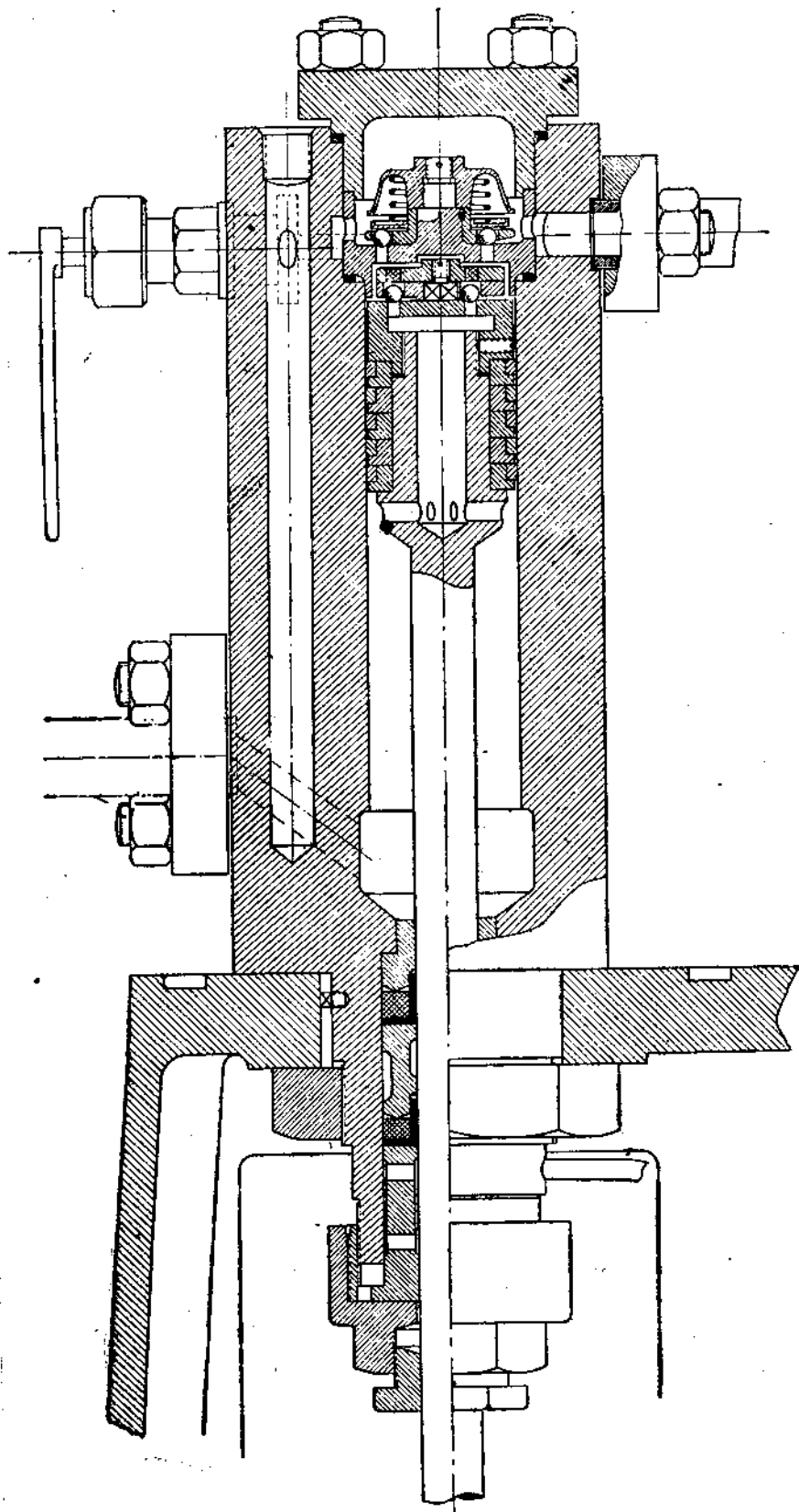
Сальники углекислотных компрессоров во многих случаях конструируются по тому же принципу, что и для аммиака, с применением стандартных металлических набивок, оправдавшихся в других типах поршневых машин: Гуна с прокладками (Сабро), Говальда-Гальберга (Сигерс), Кранца (Атлас-Верке). Специальным типом набивки, помимо манжет, для CO_2 является набивка Холла (фиг. 173), которая применяется также заводом Нимайер; она состоит из промежуточных колец — уплотняющих, прямоугольного сечения, из специального мягкого сплава, приближающегося по цвету и весу к свинцу, и распорных стальных — ромбического сечения, причем последние выполняются с переменным углом расклинивания в целях обеспечения равномерного нажатия, так как, по мере удаления от нажимной гайки, часть осевой затяжки теряется на преодоление трения. Кроме того, особенностью сальника Холла является то, что к фонарю он подводит не соединение с линией всасывания, а наоборот, смазку под давлением, превышающим давление в конденсаторе; таким образом, воз-



Фиг. 174. Шариковый нагнетательный клапан.

можность утечки углекислоты через сальник исключена, может иметь место лишь частичное проникновение масла в цилиндр. В соответствии с этим, лубрикатор Холла устроен таким образом: в специальном цилиндре, осуществленном в виде стальной болванки (как и прочая углекислотная аппаратура), ходит разделительный поршень, шток или шпindel, которого выведен наружу. Со стороны шпинделя находится масло, с противоположной стороны — CO_2 под давлением конденсации, для чего эта полость соединена специальной медной трубкой с нагнетательной линией. Вследствие выведенного наружу шпинделя действительная площадь поршня со стороны масла меньше, чем со стороны CO_2 , так что в масле создается большее давление.

Другая специальная конструкция сальника применена Сабро (фиг. 169) и заключается в том, что сальник охлаждается проходящим холодильным агентом, который даже не частично, а полностью проходит вокруг сальника, что достигается соответствующим подводом всасывающего канала. На фиг. 169 следует отметить неточность чертежа: не показана специальная втулка, которая вставляется в нижнюю часть цилиндра и окружает набивку; иначе в кованом стальном цилиндре нельзя было бы осуществить той кольцевой полости, которая служит охлаждающей рубашкой сальника.

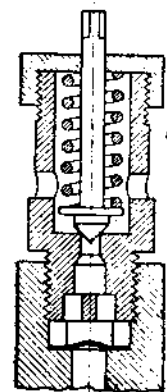


Фиг. 175. Разрез цилиндра углекислотного вертикального компрессора Нимайера с шариковыми клапанами.

Д. Предохранительное устройство от чрезмерного давления нагнетания.

В углекислотных компрессорах всегда применяются тарированные на продавливание пластинки красной меди. Фиг. 176 показывает эскиз предохранительного устройства завода Холла: здесь в случае разрыва углекислота сначала выходит наружу, но после некоторого падения давления дальнейшая утечка приостановится вследствие действия пружинного клапана.

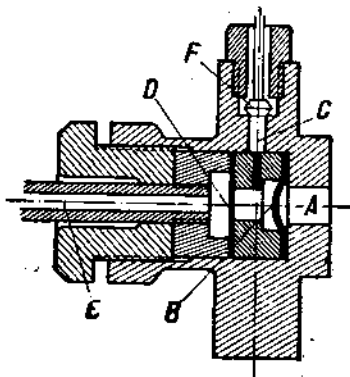
Другие заводы обходятся без последнего, но ставят пластинку в таком месте, чтобы она разделяла полости нагнетания и всасывания. В последнем случае пластинки фактически калиброваны на разность давлений $p - p_0$ и зачастую лопаются в момент отсасывания испарителя или при остановке машины. Например, пластинка поставлена номинально на 90 ат, а фактически — на 70 ат (с учетом всасывания в 20 ат). Если машина работает с 80 ат в конденсаторе, то при отсасывании на вакуум или при пуске машины с запертым всасывающим вентилем пластинку непременно прорвет.



Фиг. 176. Предохранительное устройство Холла.

Синтез первых двух методов дан фирмой Сабро в конструкции, изображенной на фиг. 177. Предохранительное устройство Сабро работает следующим образом:

если давление нагнетания (со стороны *A*) прорвет пластинку *B*, то в канале *C* быстро возрастает давление, клапан *F* будет приподнят и закрыт, углекислота, за неимением другого прохода, прорвет также более тонкую пластинку *D* и уйдет через соединительную трубку *E* в линию всасывания. В обычном же состоянии пластинка *B* работает на полное избыточное давление конденсации; для южных районов пластинки должны ставиться на 120 ат.



Фиг. 177. Предохранительное устройство Сабро.

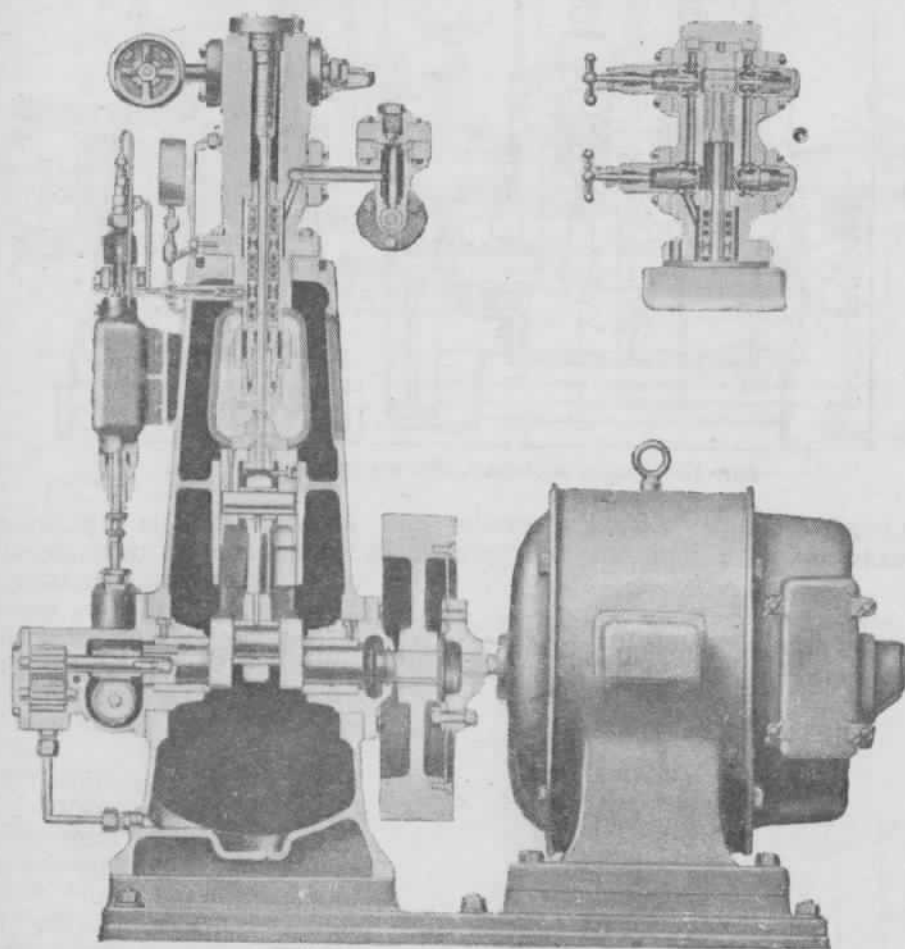
Фиг. 177 показывает характерный выгиб пластинки в рабочем состоянии.

Е. Рама и вал.

Рама и механизм движения горизонтальных углекислотных машин могут не отличаться от соответствующих аммиачных моделей, если конструирование углекислотного компрессора произведено, как это излагалось в начале настоящего параграфа, путем уменьшения диаметра и числа оборотов. Если же уменьшен ход поршня, то рама и вал не будут геометрически подобны соответствующей аммиачной модели, а примут более массивные „коренастые“ очертания (толстые шейки, большие подшипники и т. д.). В отличие от современных аммиачных горизонтальных компрессоров углекислотные машины обычно выполняют с цилиндрами, опирающимися по всей длине на продолжение рамы. Одной из причин к этому является то, что при креплении цилиндра торпом вес его P , приложенный на расстоянии a от торца, создает момент $M = a \cdot P$, который сверх отрывающего усилия должен быть воспринят болтами, крепящими цилиндр к раме по торцу, причем чем меньше диаметр круга, по которому расставлены эти болты, тем больше отразится указанный момент на их затяжке. Углекислотный же цилиндр, помимо меньшего диаметра, бывает более тяжел, чем аммиачный.

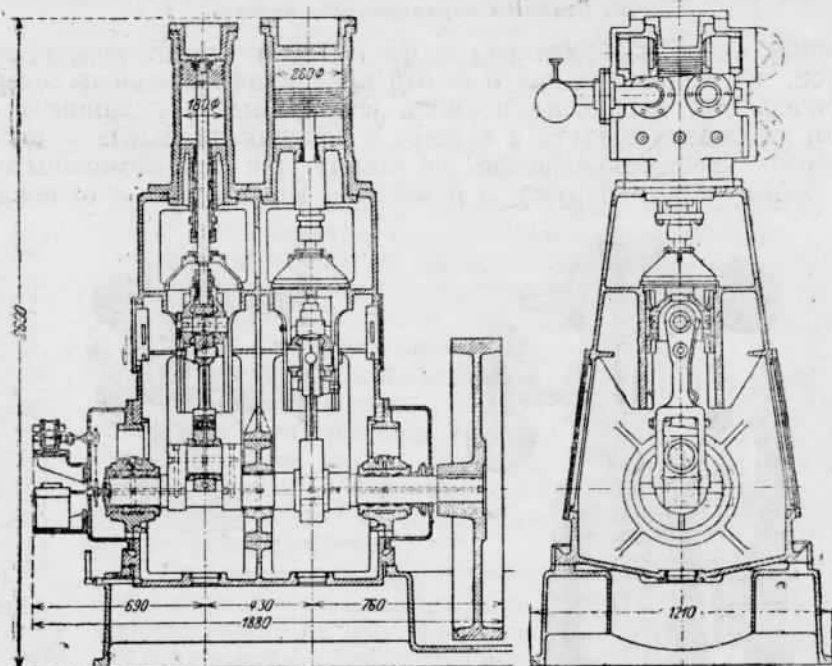
Ж. Станины вертикальных машин.

Станина Сабро, изображенная на фиг. 178, имеет тот конструктивный недостаток, что направляющие и самый крейцкопф выполнены совершенно цилиндрическими, наподобие поршня. Это вызывает излишнюю потерю мощности на сжатие воздуха в картере и вспенивание масла в последнем. Наверху этот крейцкопф-поршень не закрыт, так что возможны выбрызгивание части смазки наружу и попадание капель росы с охлаждаемого



Фиг. 178. Разрез вертикального компрессора Сабро.

сальника на крейцкопф. Весьма удачное выполнение картера и движения показано на фиг. 179, хотя данный чертеж и относится к судовым аммиачным компрессорам компаунд завода Борзиг, но конструкция эта типична именно для вертикальных углекислотных машин. Здесь направляющие — цилиндрические, но не полные цилиндры; сверху они закрыты свертной из двух половинок крышкой, сквозь которую проходит шток. Другая конструктивная особенность станины Борзига — наличие цилиндрических отверстий внизу картера, облегчающих обработку направляющих. Смазка во всех современных моделях вертикальных углекислотных компрессоров — под давлением, с подводом по сверленным в валу каналам и специальным трубкам.

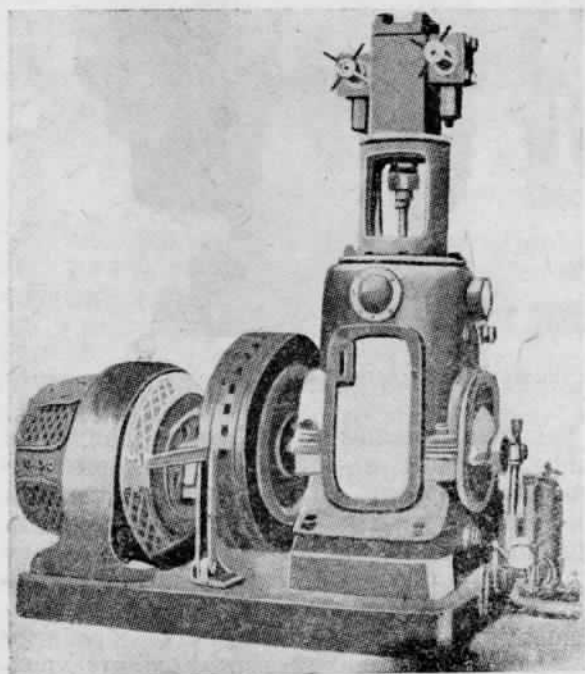


Фиг. 179. Разрез вертикального компрессора Борзига.

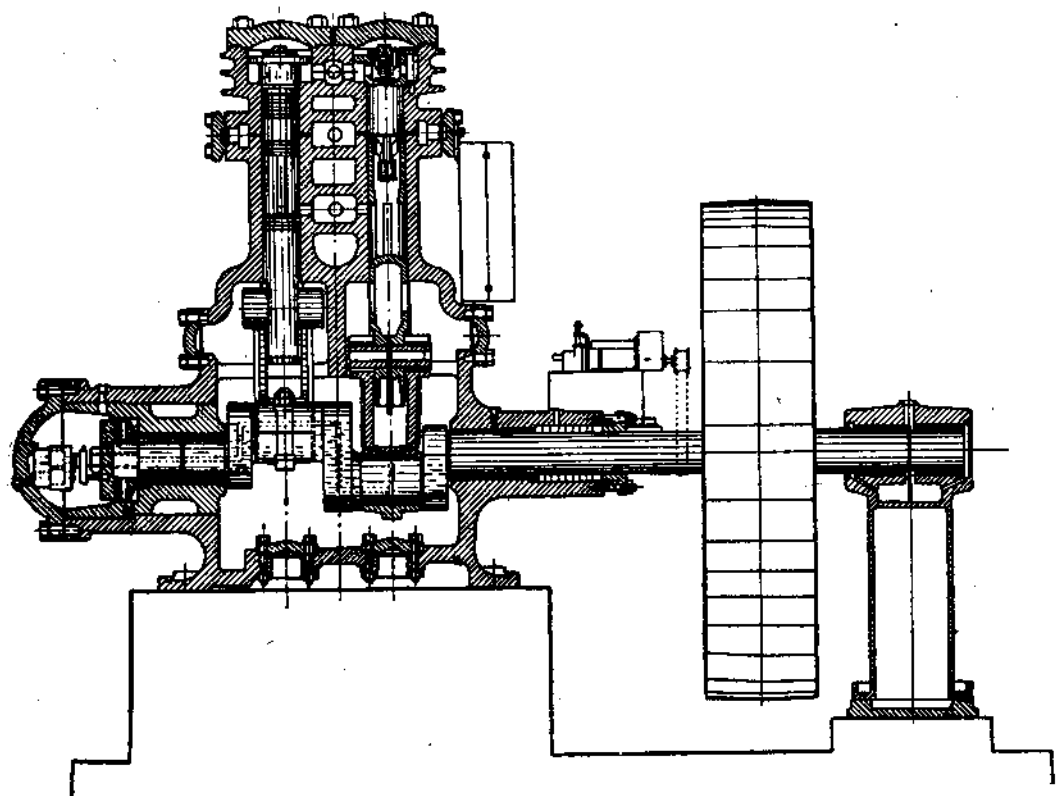
Сбоку станины сделаны лючки для выемки пальца крейцкопфа. При наличии трех или четырех цилиндров такие лючки приходится делать между направляющими с фронтальной стороны картера, и все же доступ получается довольно трудный. Это может быть одной из причин, вследствие которых английские заводы (Холл, Питер Брозерхуд) выполняют эти машины с плоскими направляющими.

Крепление цилиндра к станине осуществляется либо на 4 шпильках, либо с помощью гайки (Нимайер, фиг. 175). Иногда верхнюю часть станины над направляющими заменяют 4 стойками или специальной легкой отливкой (фиг. 180).

Американские заводы, изготовляющие аммиачные ВП-компрессоры, стремятся сохранить эту конструкцию и для CO_2 . Компрессор завода Фрик (фиг. 181), сконструированный Гузманом и Зумбро, при малом диаметре плунжерного поршня имеет вилкообразный



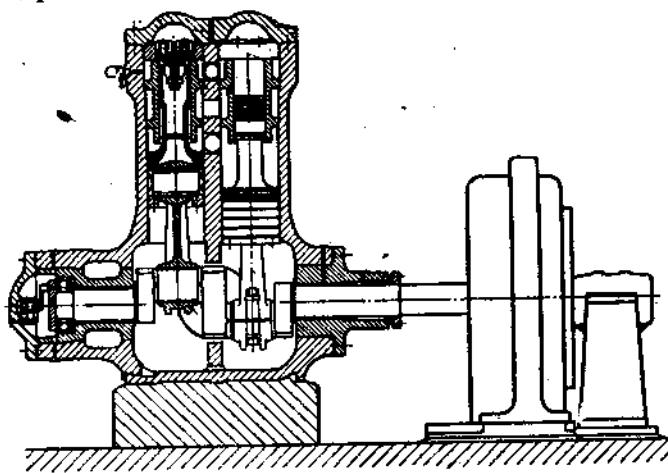
Фиг. 180. Вертикальный компрессор Питер Брозерхуд.



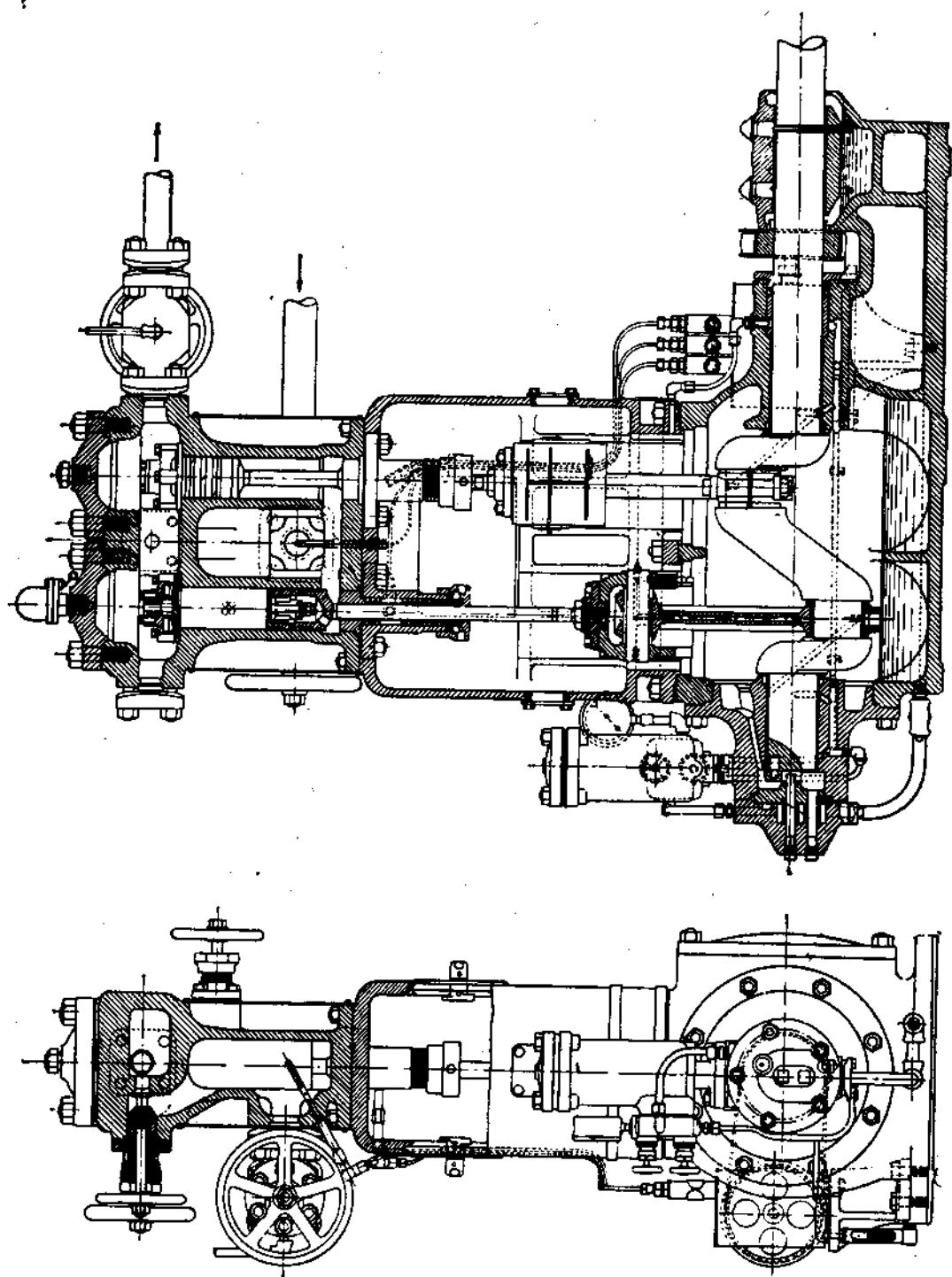
Фиг. 181. Разрез компрессора Фрик.

шатун, позволяющий осуществить достаточные размеры пальца с малым удельным давлением. Цилиндр снабжен щелями для осуществления цикла Ворхиса; кольцевой канал, по которому подводится холодильный агент высокого давления, имеет несколько радиальных выходов наружу, которые при изготовлении служат сначала для укрепления кольцевой шипки канала, затем — для просверливания отверстий Ворхиса, а в дальнейшем заглушаются. Отверстия внизу картера служат также лишь для обработки цилиндров.

Для того чтобы боковое усилие в поршне не создавало чрезмерной удельной нагрузки направляющей поверхности, последняя продолжена вниз от цилиндра в виде цилиндрических направляющих, а поршень сделан более длинным. Другой

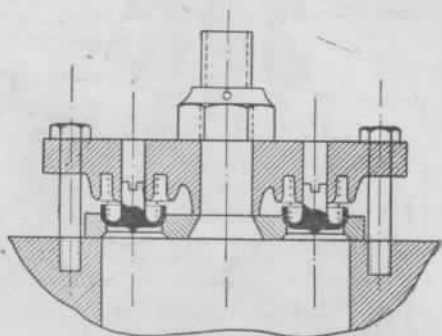


Фиг. 182. Разрез углекислотного компрессора Йорк с вставным рабочим цилиндром.

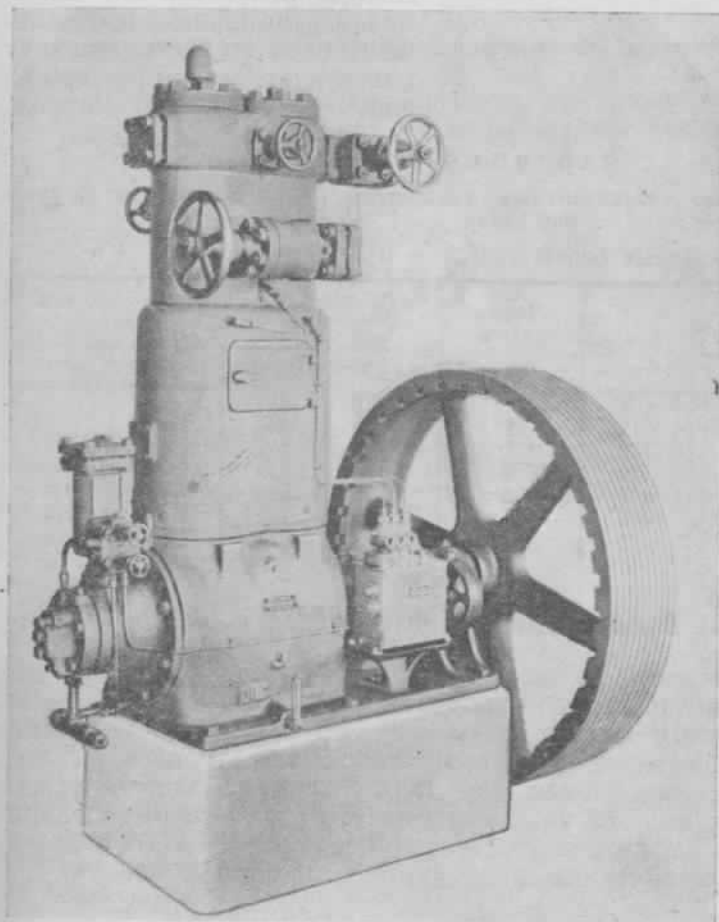


Фиг. 183. Компрессор модели Y-31.

выход нашел Йорк (фиг. 182), сохранив размеры крейцкопфной части плунжерного поршня, он сузил верхнюю часть и вставил рабочую втулку надлежащего диаметра в цилиндр. Эта конструкция характеризуется также устройством шарикового подшипника для восприятия осевого усилия, равного произведению из давления в картере на сечение вала в сальнике. В последнее время, однако, трудности, связанные с наличием в картере холодильного агента столь высокого давления, как углекислота, как в отношении прочности, так и в отношении утечек через сальник, заставили фирму Йорк перейти к модели 1931 г., изображенной на фиг. 183. Здесь, в целях использования заводских стандартных изделий, сохранены картер, вал и шатуны аммиачной машины, но вместо обычных цилиндров поставлена коробка с направляющими для крейцкопфа, а цилиндры поставлены еще выше; двухцилиндровый блок выполнен из стального литья.



Фиг. 183а.



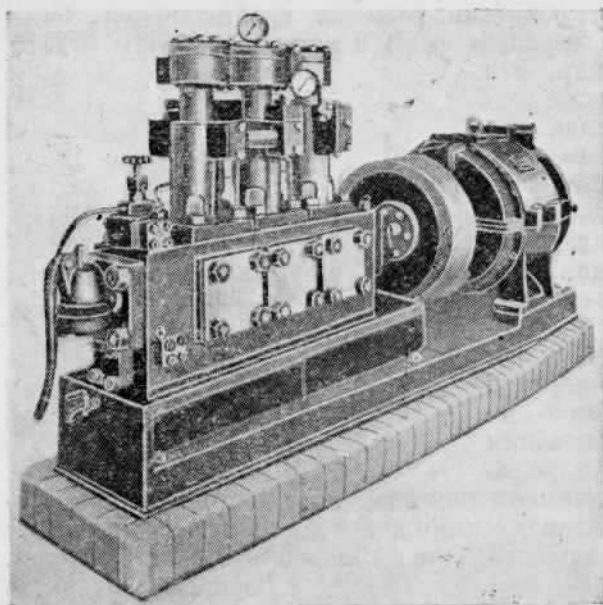
Фиг. 184. Наружный вид компрессора модели Y-31.

Внешний вид такого компрессора показан на фиг. 184. При этом на картере нормальной модели 152×152 мм (6×6 ") ставится цилиндр диаметром в 89 мм ($3\frac{1}{2}$ "), на картере модели 279×330 мм (11×13 ") цилиндр равен 133 мм ($5\frac{1}{4}$ ") и т. д. Фиг. 183 выявляет еще следующие конструктивные особенности.

1) Общий перепускной ventиль на оба цилиндра для разгрузки при запуске машины.

2) Перепускной ventиль на половине хода в каждом цилиндре для уменьшения производительности на 50%, по мере надобности.

3) Впрыскивание смазки под давлением в общую всасывающую полость двухцилиндрового блока.



Фиг. 185. Многоцилиндровый стальной углекислотный компрессор.

4) Нагнетательный клапан во весь диаметр цилиндра.

5) В виде варианта (фиг. 183а) показаны малые нагнетательные клапаны; всасывающие также выполняются в виде варианта малыми.

6) Над левым цилиндром показан предохранительный клапан под пломбой.

Английские заводы Сигерс, Вест и Стерн (машины Стерн и Вест совершенно тождественны для данного типа), наоборот, и самый картер выполнили из стальной поковки (фиг. 185). Некоторые данные по этим машинам даны в табл. 21 и 22, составленных на основе каталога Стерн 1926 г.; следует отметить, что значения Q_0 несколько преувеличены; клапаны в этих машинах пластинчатые; компрессоры на одном валу с электромотором.

ТАБЛИЦА 37

Вертикальные прямоточные [углекислотные компрессоры Вест с картером из кованой стали

(Q_0 и N_e по данным фирмы для $t_0 = -10^\circ \text{C}$, $t_{w1} = +15^\circ \text{C}$)

Марка	Q_0	N_e	n	Число цилиндров	Габарит и вес с электромотором и общей плитой			
					Длина	Ширина	Высота	Вес
2-J	6 300	2	712	1	1 370	485	1 090	650 ¹
2-K	10 500	3	712	1	1 580	530	1 070	700 ¹
4-K	21 000	6	712	2	1 830	530	1 070	1 000
2-M	56 000	15,9	475	2	2 160	640	1 250	3 200
3-M	84 000	23,5	475	3	2 940	710	1 420	4 000
4-M	112 000	31,5	475	4	3 230	840	1 420	4 570

§ 6. Углекислотные машины для сложных циклов.

Двухступенчатое сжатие с двухступенчатым регулированием для промежуточного охлаждения жидкости, но без испарителя высокого давления, с полным промежуточным охлаждением за счет холодильного агента высокого давления осуществляется заводом Атлас-Верке по способу Линде в цилиндре со ступенчатым поршнем (фиг. 186). Конструкция эта допускает использование прежних моделей завода путем частичной переделки цилиндра (привертывание полости высокого давления), но влечет за собой значительное увеличение работы трения по следующим причинам:

¹ 2-J и 2-K — с погружным конденсатором в фундаменте станины под общей плитой машины и мотора.

ТАБЛИЦА 38

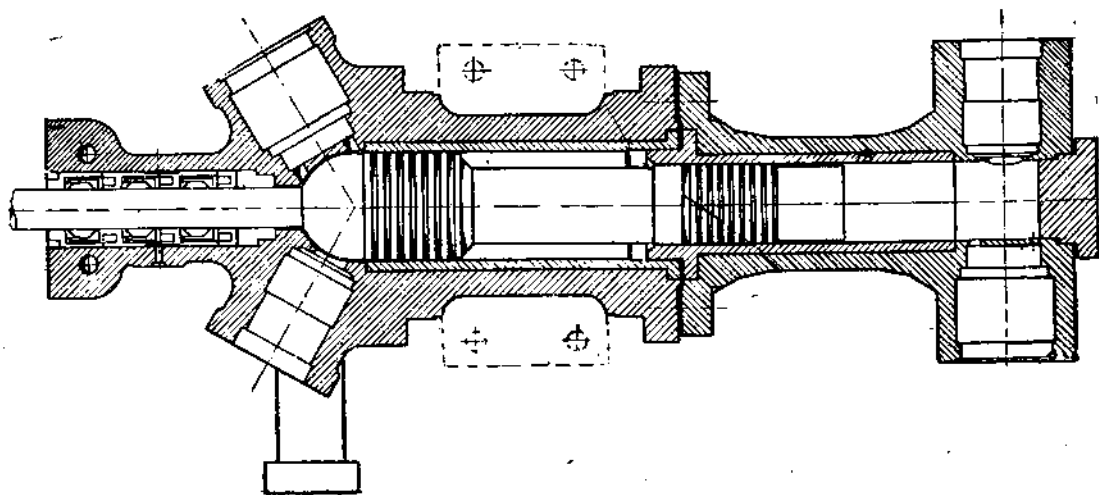
Изменение холодопроизводительности и расхода энергии при разных температурах для машины марки 2-М

Для других моделей соотношения те же в пределах 3%

		$t_{\text{вх}} = +15$	+20	+25	+32
$t_0 = -25^\circ$	$\frac{Q_0}{N_e}$	31 000 15,5	29 000 17,5	27 000 20,5	20 000 21
$-17,5^\circ$	$\frac{Q_0}{N_e}$	41 000 16	39 000 18	35 000 21	28 000 22
-10°	$\frac{Q_0}{N_e}$	56 000 15,5	50 000 18,5	47 000 22	39 000 24
0°	$\frac{Q_0}{N_e}$	83 000 14,5	78 000 17	71 000 21	61 000 23,5

1) выпадение большей полости цилиндра как полости низкого давления обуславливает необходимость примерно удвоить число оборотов, либо помириться с половинной производительностью при той же величине $N_{\text{тр}}$;

2) в кольцевом пространстве, соединенном с линией всасывания, теряется около 5% мощности на работу по всасыванию и выталкиванию этого газа из-за мятя;



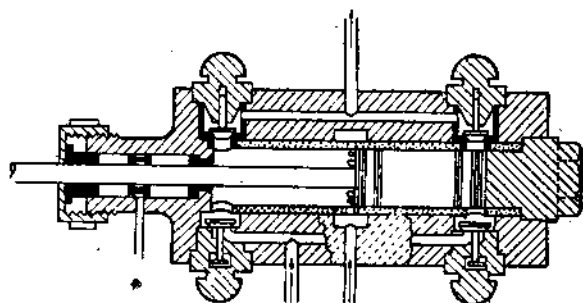
Фиг. 186 Разрез компрессора Атлас-Верке-Линде со ступенчатым поршнем.

3) трение самого поршня также будет больше, чем у простой машины, особенно в горизонтальной машине, где при наличии составного цилиндра создается даже возможность аварий в результате неравномерного износа. Хотя в отношении индикаторной мощности компрессор Атлас-Верке-Линде дает хорошие результаты, действительные его преимущества, измеряемые экономией мощности на валу, невелики, а при температурах воды ниже $15-20^\circ \text{C}$ он даже менее выгоден, чем обыкновенный.

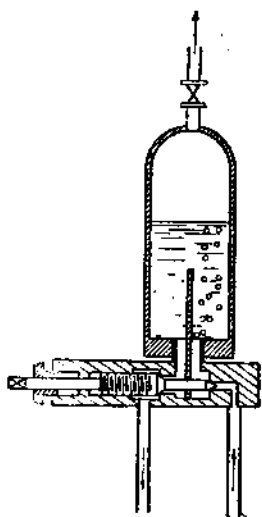
Компрессор Атлас-Верке-Линде по идее своей есть в сущности переделанная машина, хотя бы многие экземпляры его строились заново; машина же, специально сконструированная путем установки на вертикальной станине двух цилиндров низкого и высокого давлений (Борзиг), причем цилиндр низкого давления имеет больший диаметр, чем у обычной машины, с учетом меньшего индикаторного давления, может дать для K_c даже лучший результат, чем для K_c в простой машине. Однако фирма Борзиг выполняет эти машины с двухступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением путем впрыскивания CO_2 , но без двухступенчатого регулирования, т. е. не использует основного фактора, создающего у CO_2 экономичность сложного процесса. Таким образом удачных специальных компрессоров для двухступенчатого сжатия CO_2 не выполнено; однако проектировщик всегда может применять компаундирование обычных машин.

Более разработаны машины „мюльтипл-эффект“. При этом щели Ворхиса в углекислотных компрессорах конструктивно осуществляются путем применения чугунной вставной втулки (фиг. 187); специальной конструкцией является ресивер, который каждая фирма выполняет по-разному.

Хаслам применяет простой баллон с двухседельным регулирующим ventилем внизу (фиг. 188); Сигерс



Фиг. 187. Компрессор „мюльтипл-эффект“ Хаслама.



Фиг. 188. Ресивер „мюльтипл-эффект“ Хаслама.

и Холл настаивают на том, что экономичная работа может быть достигнута лишь при поддержании уровня поплавком. Последний выполняется в виде сплошного чугунного цилиндра, уравновешенного достаточно сильной пружиной. Текст под фиг. 189 (Холл) достаточно поясняет устройство этого ресивера. Ресивер Сигерса (фиг. 67) более примитивен и менее надежен в деталях: менее жесткое направление поплавка, рычажная передача от поплавка к шпинделю регулирующего ventиля, отсутствие предохранительной пластинки.

§ 7. Сернистокислотные компрессоры.

Как уже отмечалось в § 4, гл. I, сернистокислотные машины в настоящее время почти совершенно вытеснены из употребления аммиачными машинами. Будучи по значениям холодильных коэффициентов весьма близкими к аммиачным, сернистокислотные машины уступают им в нижеследующем:

а) при температуре испарения ниже $-10^{\circ}C$ давление всасывания SO_2 ниже атмосферного, вследствие чего появляется опасность засасывания воздуха в систему через сальник;

б) требуют применения в испарителях и конденсаторах труб из красной меди вследствие опасности разъедания железных труб серной кислотой, содержащейся в холодильном агенте или образующейся в системе при попадании в нее влаги;

в) обладают большими размерами цилиндров;

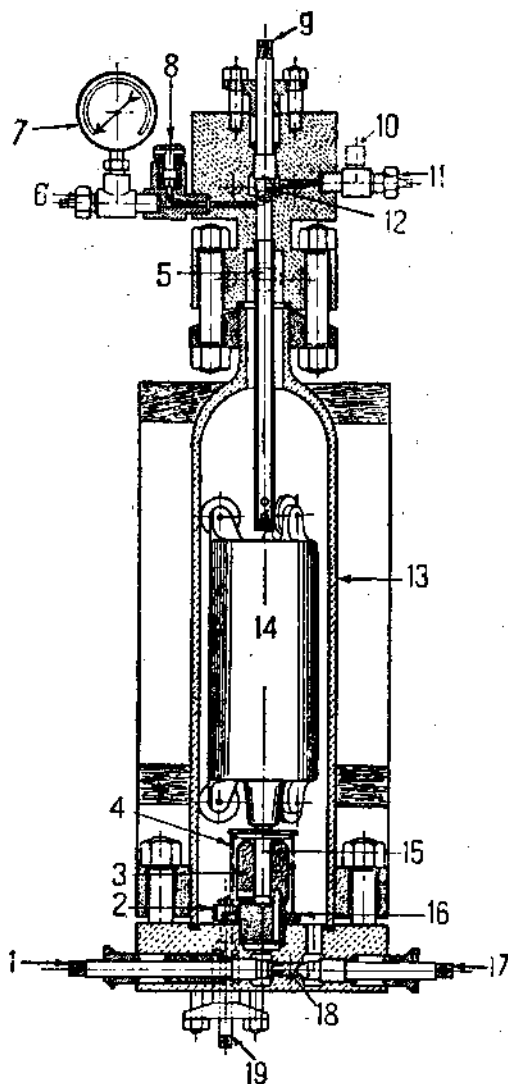
г) характеризуются наибольшей вредностью холодильного агента для обслуживающего персонала.

Благоприятным свойством сернистого ангидрида являются низкие рабочие давления в конденсаторе; поэтому сернистый ангидрид широко используется в качестве холодильного агента для малых холодильных машин-автоматов совершенно закрытого типа (без сальников), устанавливаемых в рабочих или жилых помещениях.

Сернистокислотные машины, естественно, применяются в холодильных установках при рафинировании нефтепродуктов по способу Эделанау, где SO_2 является одновременно растворителем ароматических и алифатических углеводородов.

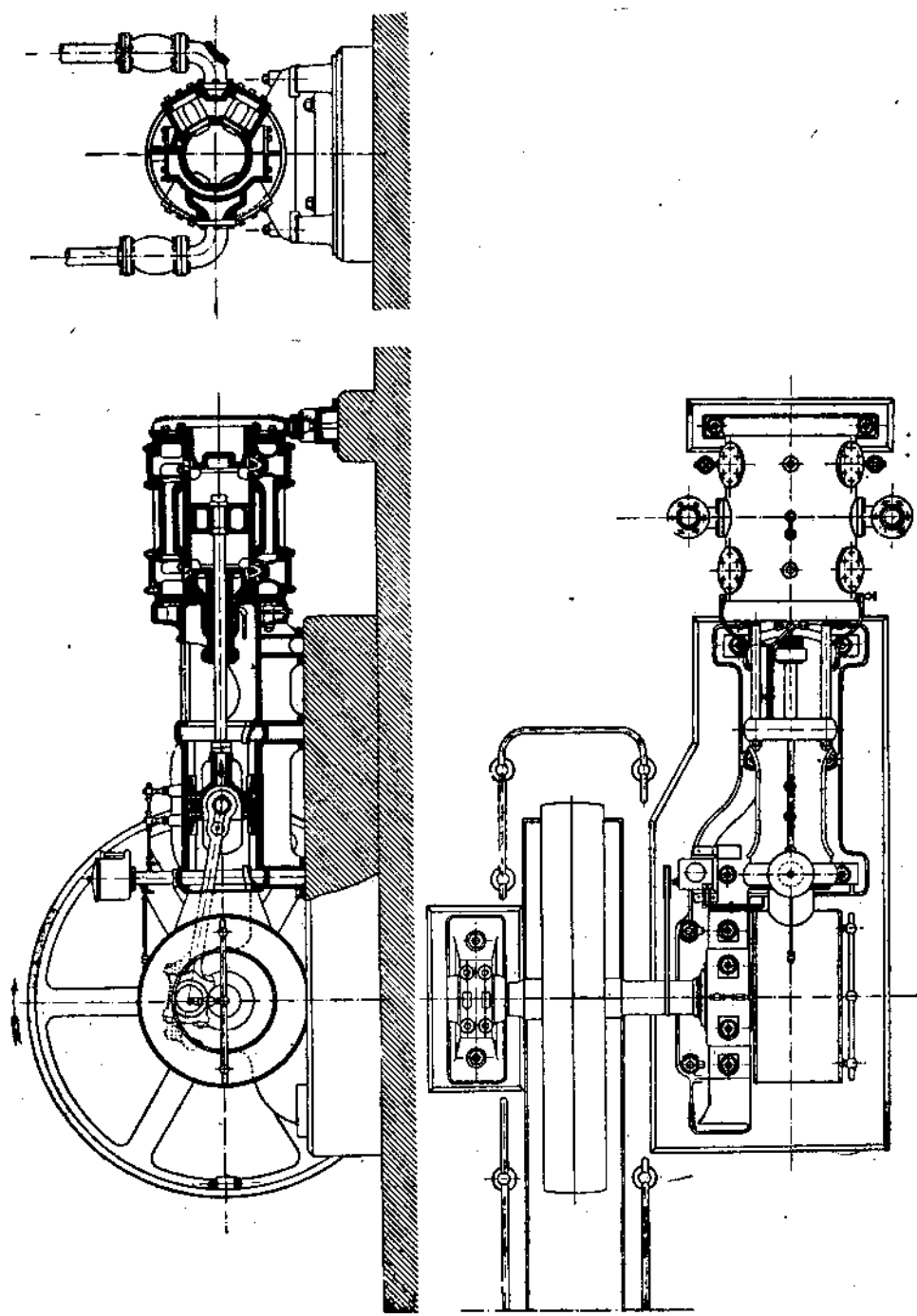
Ввиду крайней ограниченности случаев применения сернистокислотных машин заводы, производящие холодильные машины, не имеют новых моделей быстроходных сернистокислотных компрессоров, которые могли бы быть поставлены в параллель современным быстроходным моделям аммиачных компрессоров, и ограничиваются использованием старых моделей.

На фиг. 190 показана позднейшая модель сернистокислотного компрессора завода Борзиг. Она в основном повторяет конструкцию аммиачного компрессора со штыковой рамой. Висячий цилиндр центруется в лобовой поверхности рамы и снабжается подставкой, независимой от общей рамы. Цилиндр отливается заодно с водяной рубашкой и с соединительными каналами со стороны всасывания и нагнетания. Клапаны пластинчатые (Гутермута) расположены радиально в корпусе цилиндра. Сальник охлаждается водяной рубашкой и смазывается 2—3 каплями минерального масла в минуту; ввиду незначительности

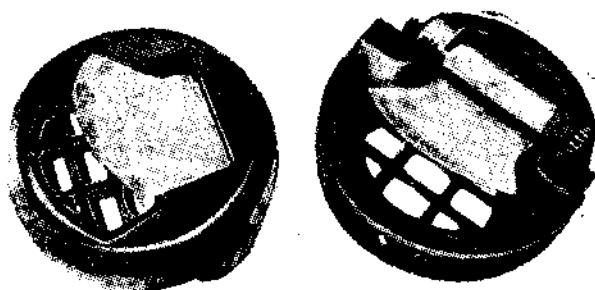


Фиг. 189. Ресвер „мульт-эффект“ Холла.

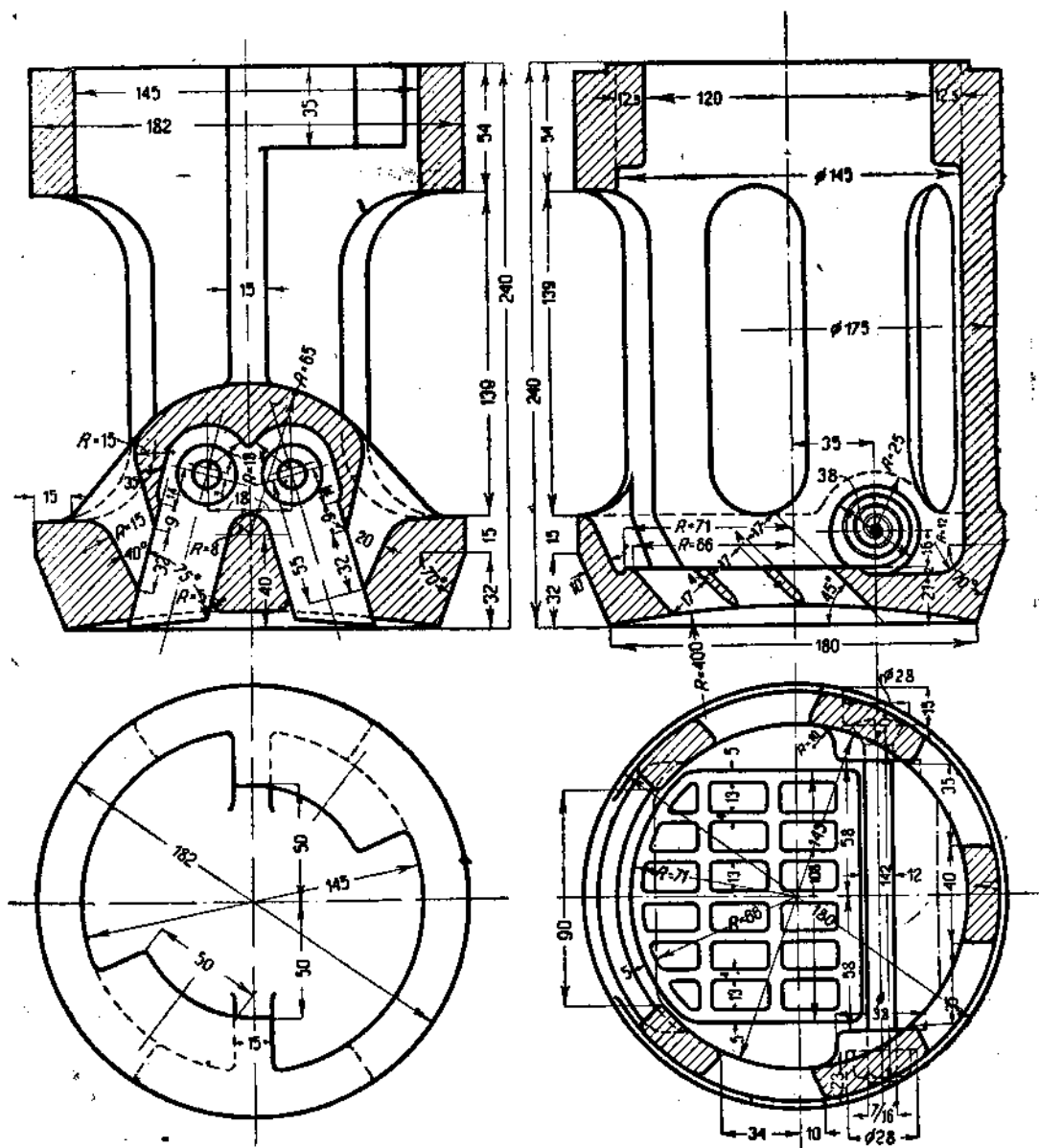
1. Запорный вентиль. 2. Шестеренка. 3. Направление регул. вентилей. 4. Пружина уравновешивающая поплавки. 5. К компрессору (к щелам Борзига). 6. Манометрический вентиль. 7. Манометр ресвера. 8. Предохранительная пластинка. 9. Ручной регулирующий вентиль в. д. 10. К манометру (конденсатор). 11. Манометровый вентиль. 12. Подвод жидкой CO_2 от конденсатора. 13. Баллон с корпусом ресвера. 14. Поплавок. 15. Автоматический регулирующий вентиль. 16. Подвижная шестерня для поджатия пружины поплавка. 17. Ручной регулирующий вентиль в. д. 18. К испарителю в. д. 19. Шпиндель для регулирования пружины.



Фиг. 190. Серписто-кислотный компрессор завода Борзнг.

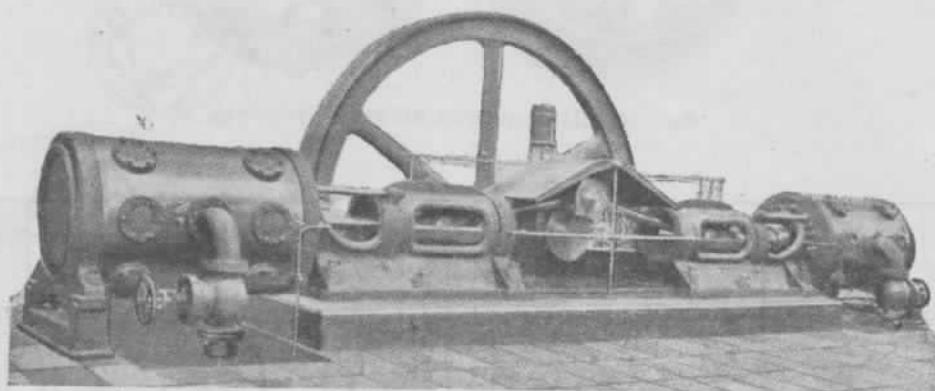


Фиг. 191. Пластинчатые клапаны Гутермута.



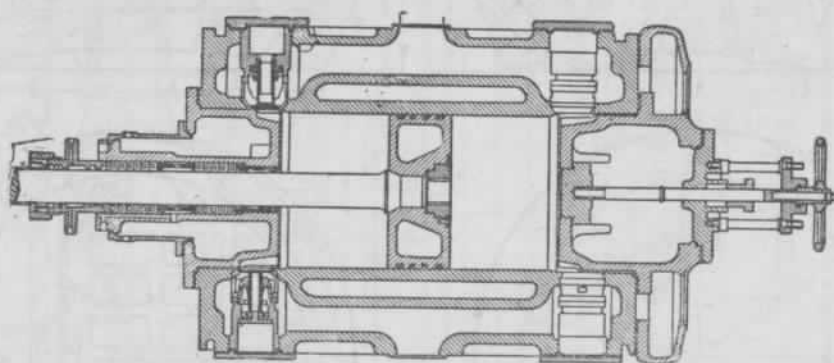
Фиг. 192. Клапаны Гутермута в SO_2 -компрессорах завода Борзиг.

рабочих давлений сальник выполняется большей частью без фонаря, набивка мягкая — из колец хлопчатобумажного шнура. Внутренняя смазка цилиндра обычно не производится, ввиду наличия у SO_2 самосмазывающей способности; выполнение цилиндра и сальника с водяной рубашкой является в SO_2 -машинах обязательным для понижения средней температуры стенок и образования капель конденсата SO_2 на трущихся поверхностях.



Фиг. 193. Сдвоенный SO_2 -компрессор завода Борзиг холодопроизводительностью 320 000 норм. кал/час.

На фиг. 191 показаны всасывающий (слева) и нагнетательный (справа) клапаны Гутермута, представляющие собою стальные пластины толщиной 0,6 мм, накрученные одним концом спиралью на болт. В больших моделях всасывающие клапаны выполняются из двух пластин, установленных под углом друг к другу (фиг. 192). Клапаны эти очень просты, легки, бесшумны, обладают большой площадью прохода, и при малых рабочих давлениях в SO_2 -машинах работают безупречно.



Фиг. 194. Цилиндр SO_2 -компрессора завода Борзиг.

На фиг. 193 показан внешний вид сдвоенного компрессора завода Борзиг холодопроизводительностью 320 000 норм. кал/час.

Пробное гидравлическое давление цилиндра — 20 атм, воздушное — 12 атм.

На фиг. 194 показан цилиндр сернистокислотного компрессора завода Борзиг с полыми шпиндельными клапанами, снабженный приспособлением в задней крышке для регулирования холодопроизводительности путем увеличения вредного пространства.

ТАБЛИЦА 39

Размеры сернистокислотных компрессоров

Модель	Диаметр цилиндра D мм	Ход поршня S мм	Диаметр штока d мм	Число об/мин n	Часовой объем V_h м ³ /час	Отношение хода к диаметру S/D	Средняя скорость поршня c_m м/сек	При «нормальных» европейских условиях		Коэффициент подачи λ_0	Инд. к. п. д. η_i
								Холодопроизводительность Q_0 кал/час	Потребляемая мощность N_i кал/час		
I	180	260	40	90	69,7	1,44	0,78	11 600	3,8	0,6	0,7
II	210	300	50	85	103	1,42	0,85	15 500	5,0	0,6	0,71
III	240	300	50	80	127,5	1,25	0,88	21 000	6,6	0,64	0,73
IV	250	350	50	75	151	1,4	0,93	28 000	8,6	0,64	0,74
V	280	400	54	75	217,5	1,43	1,0	36 000	11,0	0,64	0,75
VI	320	460	56	70	306	1,44	1,08	51 000	15,5	0,64	0,75
VII	350	500	60	65	369	1,43	1,08	62 000	18,6	0,64	0,76
VIII	400	600	70	65	580	1,5	1,3	94 000	27,6	0,64	0,78
IX	480	600	75	60	772	1,25	1,2	131 000	37,5	0,64	0,8
X	500	700	75	60	978	1,4	1,4	160 000	45,8	0,64	0,8
XI	540	750	85	60	1 221	1,38	1,5	200 000	57,0	0,64	0,8

УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ К ГЛАВЕ IV.

А. На русском языке:

1. Гайд М. (обработанный перевод с английского инж. Б. Вейнберга), Проект нового холодильника в Джексонвиле САСШ, „Холодильное дело“, № 4, Москва 1931.
2. Дембицкий К. В., Быстроходные аммиачные компрессоры, „Скоропортящиеся продукты и холодильное дело“, № 13—14, Москва 1929.
3. Планк Р., Американская холодильная техника, перевод с немецкого ГНТИ, 1931.
4. Олджем В., Преимущества бескислородных компрессоров, перевод с английского, „Холодильное дело“ № 11—12, Москва 1930.
5. Технические условия на чугунное литье, применяемое в холодильном машиностроении, „Скоропортящиеся продукты и холодильное дело“, № 22, Москва 1928.

Б. На английском языке:

6. Brier H. Precooling by Primary Evaporation and Multiple Effect Compression as applied to CO₂ Refrigerating Machines, Proceedings of the Fourth International Congress of Refrigeration, Vol. I, London 1924.
7. Chew Leung, Refrigeration in the Chemical Industry, The Practical Aspect of Compression, Evaporation and Condensation, Ice & Cold Storage, Vol. XXXI, No. 358, London, Jan. 1928.
8. Goosmann J. G. & Zumbro F. R. Recent Improvements on CO₂ Equipment Refrigerating Engineering, Vol. 16, No. 1, New York, July 1928.
9. Inocuty H. Theory and Experiments on Vapour Compression Refrigerating Machine with Some Modified Cycles, Actes du V Congrès International du Froid, Vol. 3, Sindacato Italiano Arte Grafiche, Rome 1929.
10. Macintire H. J., Handbook of Mechanical Refrigeration, John Wiley & Sons. New York 1928.
11. Mac Neill Frank P., Clearance Control, Ice & Cold Storage, Vol. XXXI, No. 369, London, Dec. 1928.
12. Prestage E., The Sleeve-Valve as a Solution of the High Speed Compressor Problem, Proceedings of the British Association of Refrigeration, London 1927.
13. Rathmell B. L., Recent Developments in Refrigeration, Ice & Cold Storage, Vol. XXXII, No. 372, London, March 1929.
14. Shipley Thomas, Results of Operating Ammonia Compressors under Single and Double Acting Conditions, Ice & Cold Storage, Vol. XXXIII, No. 335, 336, 338, London 1925; idem — Ice & Refrigeration, Vol. 68, No. 1, 2, 3, Chicago 1925. Перевод реферата F. Weisker (Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 32, Heft 9, Berlin 1925) помещен под названием „Сравнение работы одноступенчатых и двухступенчатых компрессоров“ в журнале „Скоропортящиеся продукты и холодильное дело“, № 14, Москва 1928.

15. Voorhees Gardner T., The Compression Refrigerating Machine, Nickerson & Collins Co., Chicago 1927.
16. Voss J. H. H., Automatic Valves for Ammonia Compressors, Refrigerating Engineering, Vol. 17, No. 5, New York, May 1929.
17. Wallis-Taylor A. J., edited by R. J. Cracknell, Industrial Refrigeration, Cold Storage and Ice making, Crosby Lockwood & Son, London, 1929, 7-th edition.
18. Williams Hal, Mechanical Refrigeration, Third Edition, Sir Isaac Pitman & Sons. Ltd. London 1927.

B. На немецком языке:

19. Eichmann Theophil, Die Verbund-Kaltdampf-Kompression, Sonderdruck der Schweizerischen Technischen Zeitschrift, Verlag Art. Institut Orell Füssli, Zürich 1926.
20. Elsner A., Sulzer-Kompressoren zur Herstellung von synthetischem Ammoniak, Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 36, Heft 1, Berlin 1929.
21. Freund Hans, Verbundkompressoren in der Kälte-Industrie, Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 38, Heft 4, Berlin 1931.
22. Hirsch M., Die Kältemaschine, Verlag von Julius Springer, Berlin 1924.
23. Kompressionskältemaschine, die mit zwei Verdampfertemperaturen arbeitet, Firma, H. J. West & Co., Ltd. und Edwin Prestage in London, Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 34, Heft 3 (Anzüge aus den Patentschriften, S. 57) Berlin 1927.
24. Stetefeld R., Die Eis- und Kälteerzeugungs-Maschinen, Verlag von Konrad Wittwer, Stuttgart 1927, Dritte Auflage.
25. Voigt H., Kompressoren für grosse Kälteleistungen, Zeitschrift d. Vereins Deutscher Ingenieure (VDI), Bd. 71, № 33, Berlin 1927.

Г. На итальянском языке:

26. Cecchi Antonio, Tecnica del Freddo, Libreria Editrice Politecnica Milano 1928.

ГЛАВА ПЯТАЯ

АВТОМАТИКА ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН.

§ 1. Назначение автоматики.

Автоматические приборы, которыми снабжаются современные холодильные машины и установки, выполняют две основные функции, причем эти функции зачастую переплетаются между собой, а именно: 1) предохранение от аварии или частичной порчи оборудования и 2) замена человеческого обслуживания автоматическим в отношении приспособления работы машины к изменяющимся внешним условиям. Иногда эти функции называются: а) контролем и б) регулированием; машину, снабженную приборами, обеспечивающими только выполнение функций (а), называют полуавтоматом, машину же, снабженную приборами для выполнения всех функций — автоматом.

Существует бесчисленное количество разновидностей автоматических приборов и схем их включения; недостаток места вынуждает нас ограничиться описанием лишь некоторых основных типов приборов и отказаться от подробного описания схем. Из приведенного в конце главы указателя литературы вопрос о схемах включения автоматических приборов наиболее полно освещают источники 2 и 15, а вопрос о приспособлении автоматизированной холодильной машины к колебанию температур среды — источники 5 и 14.

§ 2. Автоматика на стороне нагнетания.

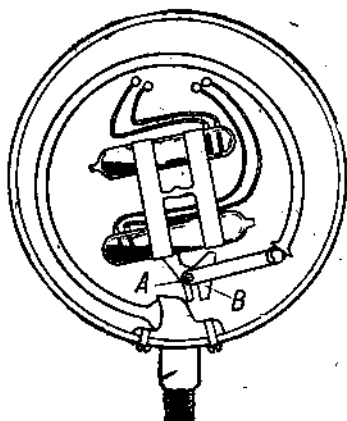
Наибольшая опасность грозит компрессионной холодильной машине в случае создания чрезмерного давления нагнетания, например, при работе компрессора с закрытым нагнетательным запорным клапаном или при отсутствии охлаждения конденсатора. В машине, работающей без специального наблюдения, пружинный предохранительный клапан является недостаточным предохранительным средством, так как он не устраняет причины повышенного давления. Если, например, компрессор пущен в ход при отсутствии воды в конденсаторе, то давление вскоре повысится, и предохранительный клапан будет перепускать газ, но компрессор будет продолжать вращаться, переталкивая одно и то же количество газа с одной стороны поршня на другую, причем теплота, выделяемая вследствие трения поршня и сжатия газа при переталкивании его, будет накапливаться, приводя к недопустимому повышению температуры компрессора, грозящему порчей смазки, задирами цилиндра и т. п. Эту опасность устраняет показанный на фиг. 195 выключатель максимального давления, чувствительным органом которого является полая стальная трубка Бурдона (манометровая дуга), соединенная через нижний штуцер непосредственно с нагнетательной полостью компрессора. Деформируясь в зависимости от давления нагнетания, при достижении последним известной величины (скажем, 17 ат для аммиака), дуга опрокидывает ртутный выключатель-меркоид (прибор показан в рабочем, не выключенном состоянии) и выключает мотор компрессора; одновременно второй меркоид включает сигналь-

ный звонок. Когда компрессор постоял некоторое время и давление в конденсаторе понизилось до 12 ат., — дуга сама включает мотор компрессора. Отрегулировка прибора (установление верхнего и нижнего пределов давления) достигается перестановкой штифта *A* вдоль кулисы *B*.

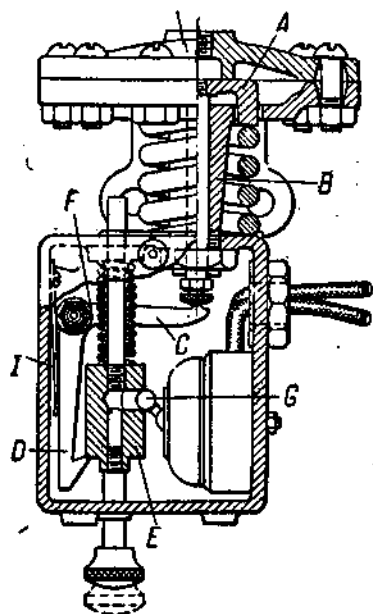
Ртутные выключатели (меркоиды) являются наиболее надежными, так как в них отсутствует засорение, искрение и окисление контактов. Для трехфазного тока их выполняют

тройными (фиг. 197). Предельная передаваемая мощность — 1,1 квт; для больших мощностей меркоид должен включать мотор через реле.

Показанный на фиг. 195 прибор сам включает мотор компрессора; следует помнить, что такое включение применимо лишь в моторах короткозамкнутых, причем оно сопровождается толчком тока,



Фиг. 195. Манометрический выключатель максимального давления с меркоидом.



Фиг. 196. Мембранный выключатель максимального давления.

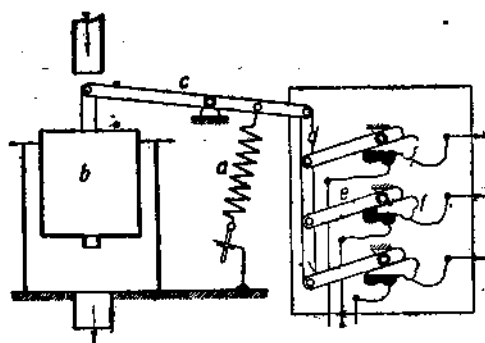
почему необходимо предусмотреть соответствующий запас в мощности ввода.

Фиг. 196 показывает прибор, в котором обратное включение может быть произведено лишь путем нажатия кнопки.

К стороне нагнетания присоединен здесь верхний штуцер; давление нагнетания действует на стальную мембрану, уравновешенную пружиной, опирающейся на тарелку *A*.

При повышении давления диафрагма прогибается и через тарелку *A*, шпindel *B* и рычажок *C* отжимает собачку *D*. Тогда муфта *E*, под действием пружины *F*, быстро опускается и поворачивает рычажок *G* выключателя. Плоская пружинка *I* служит для возвращения собачки *D* в положение зацепления при обратном включении прибора.

Так как чрезмерное давление нагнетания имеет своим источником чаще всего отсутствие воды на конденсаторе, то зачастую взамен опи-



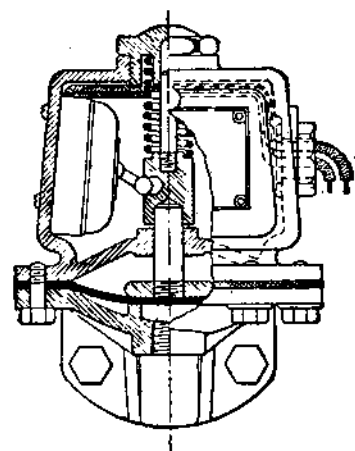
Фиг. 197. Водопулевой выключатель фирм Соптер — Швейцария и Кумулус — Германия.

санных ставят предохранительные приборы, выключающие ток при отсутствии воды; в совершенно закрытых машинах типа Одиффрен-Сингрюн (гл. VI) последний вид предохранителя является единственно возможным. Простейший тип такого прибора с тройным меркоидом, непосредственно включающим мотор, показан на фиг. 197; действие его основано на том, что лишь при протекании достаточного количества воды через ведро *b*,

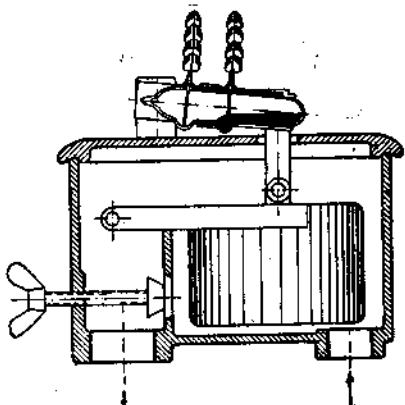
в дне которого имеется отверстие Понселе, тяжесть находящейся в нем воды преодолевает натяжение пружины *a* и через рычаги *c*, *d* и *e* включает меркюиды. Регулировка достигается изменением натяжения пружины *a*. В приборе, показанном на фиг. 198, выключение при недостатке воды производится поплавком, положение которого зависит от уровня воды в правой части прибора, определяемого в свою очередь количеством протекающей воды и сопротивлением в отверстии внутренней перегородки, которое может изменяться путем перестановки вентиля.

Приборы типа фиг. 197—198 устанавливаются на отходящей воде и применимы лишь в том случае, если вода после конденсатора не подается под напором еще куда-нибудь для дальнейшего использования. В последнем случае можно ставить гидродинамические приборы либо с трубой Вентури, где на мембрану действует разность давлений воды в трубе, исчезающая при остановке воды, либо прибор, показанный на фиг. 199, присоединяемый штучером к водяной линии перед конденсатором и выключающий ток при отсутствии напора в водопроводе.

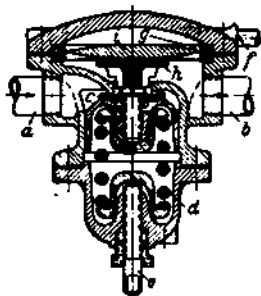
Кроме описанных контролирующих приборов, обеспечивающих целостность машины, в полностью автоматизированных установках необходим прибор, выключающий воду при остановке компрессора и пускающий ее вновь при возобновлении его работы. В американских машинах Липмана пуск и запираание воды производится от центробежной муфты, находящейся на валу компрессора. Еще большей экономичности позволяет достигнуть прибор, регулирующий количество воды в зависимости от давления конденсации (фиг. 200). К линии нагнетания присоединена трубка *f*, давление конденсации через стальную мембрану *g*, разделительную чечевицу *i*, вторую (бронзовую) мембрану и тарелку передается на водяной вентиль *c*, который тем больше открывается, чем



Фиг. 199. Гидростатический водонулевой выключатель.



Фиг. 198. Водонулевой выключатель Метценауер и Юнг — Германия.



Фиг. 200. Водорегулирующий вентиль Йорка.

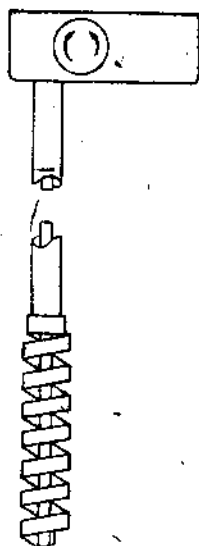
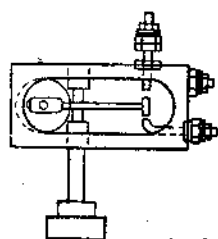
выше давление конденсации. Винт *e* служит для отрегулировки уравнивающей пружины *d*; наличие второй, бронзовой, мембраны вызвано стремлением предохранить стальную (аммиачную) мембрану от ржавления со стороны водяного пространства (*a-b*).

§ 3. Автоматика на стороне всасывания и регулирующий вентиль.

Конечной целью автоматического регулирования является поддержание определенной температуры охлаждаемой среды (камеры, охладителя питьевой воды и т. п.). В самой машине желательно недопущение боль-

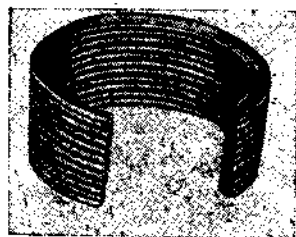
шого перегрева на всасывании, ведущего к чрезмерному нагреванию компрессора. В обоих случаях изменения температуры воспринимаются чувствительными элементами — термостатами, которые в основном применяются двух типов.

а) Теплопары¹, т. е. конструкции, в которых требуемое механическое перемещение в зависимости от температуры вызывается разностью коэффициентов расширения двух металлов (фиг. 201) или разницей в расширении металла и масла (фиг. 206), заключенного в металлическую трубку.



Фиг. 201. Термостат со спиральной теплопарой.

б) Мембранные приборы (фиг. 202), в которых изменение температуры действует на летучую жидкость (сернистый ангидрид, хлорэтил, хлорметил, эфир или аммиак и т. п.), заключенную в замкнутый резервуар. Изменение происходит при почти постоянном объеме, так что давление быстро возрастает при повышении температуры, что видно из протекания изоплер (изохор) на $i-p$ -диаграмме в области насыщенных паров. Давление паров термостатной жидкости передается на медную мембрану в форме гармоник или мехов, так называемый „сильфон“; снимок сильфона с вырезанной четвертью дает фиг. 202. Преимущество сильфона перед простой плоской мембраной заключается в том, что благодаря множеству волн он обладает большой упругостью и при небольших изменениях давления дает значительные перемещения; плоскую же мембрану для достижения такой же чувствительности пришлось бы выполнить большего диаметра, что не всегда возможно по соображениям прочности. Поэтому сильфоны в американских автоматических приборах применяются как основной чувствительный элемент не только в термостатах, но и в приборах, непосредственно регулирующих давление (фиг. 213).

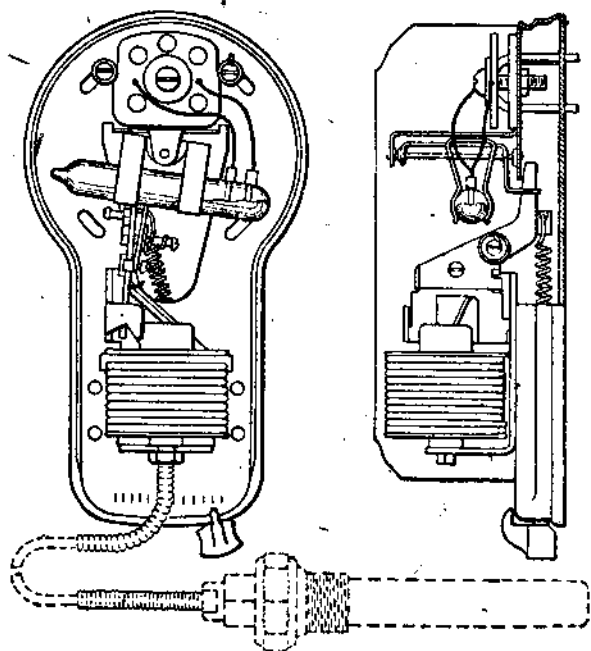


Фиг. 202. Сильфон.

Термостат (фиг. 203) включает меркоид при повышении температуры в охлаждаемой камере выше известного предела и выключает после достижения требуемого охлаждения. При однокамерной установке в последнем случае меркоид выключает через реле и мотор компрессора; если камер несколько, то меркоид каждой камеры выключает только самую камеру через электромагнитный запорный вентиль (фиг. 204); компрессор же останавливается только тогда, когда все камеры уже достаточно охладилась, для чего все меркоиды камер соединены параллельно между собой и последовательно включены в реле мотора компрессора. При рассольном охлаждении камерный термостат может и непосредственно действовать на рассольный вентиль (фиг. 205), изменяя количество поступающего рассола; для непосредственного испарения такое соединение не применяется, так как при

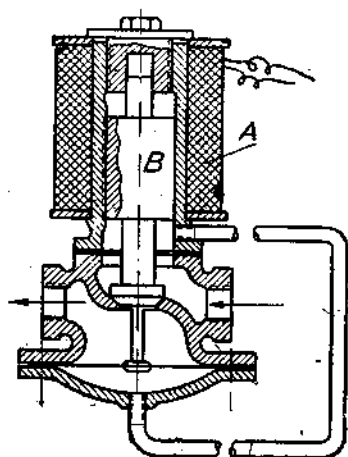
¹ По аналогии с электрическими терморезисторами, в которых на спае разнородных металлов при наличии температурного градиента создается в. д. с. Этот термин, равно как и „водонудные выключатели“, „водорегулятор“, „барорегулирующий вентиль“, впервые на русском языке введены инж. А. М. Дезентом.

большой чувствительности аммиачных машин к перестановке регулирующего вентиля дело легко может дойти до попадания жидкости в компрессор. Наоборот, часто пытаются связать работу регулирующего вентиля с температурой перегрева. Фиг. 206 показывает регулирующее устройство машины NV-2 завода „Компрессор“; здесь термостат помещен в маслоотделитель; нам кажется нерациональным самый

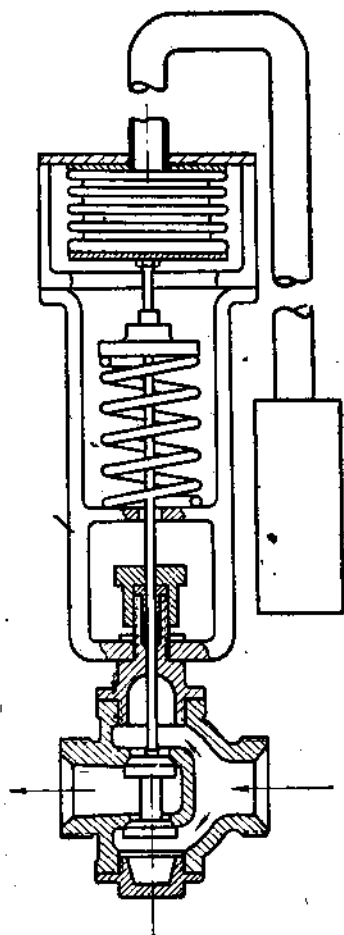


Фиг. 203. Термостат с сифоном.

принцип этого прибора, так как различным температурам испарения и конденсации соответствуют при правильной работе разные температуры нагнетания. Более рационально устроен прибор (фиг. 207), именуемый по-английски „вентиль, не допускающий обмерзания линии всасывания у компрессора“ (non freeze-back valve). Помимо влажного хода, о котором говорит это название, этот вентиль не допускает и противоположной крайности; он обеспечивает сухой ход с перегревом на всасывании в $2-3^{\circ}\text{C}$; установка на всасывание сухих насыщенных паров невозможна, так как вентиль реагирует не на энтальпию, а лишь на температуру всасываемого пара и не смог бы иначе обеспечить недопущения влажного хода. В центральной полости прибора находится в качестве термостатной жидкости аммиак (частью жидкий, частью парообразный), через металл ему сообщается температура слегка перегретого всасы-

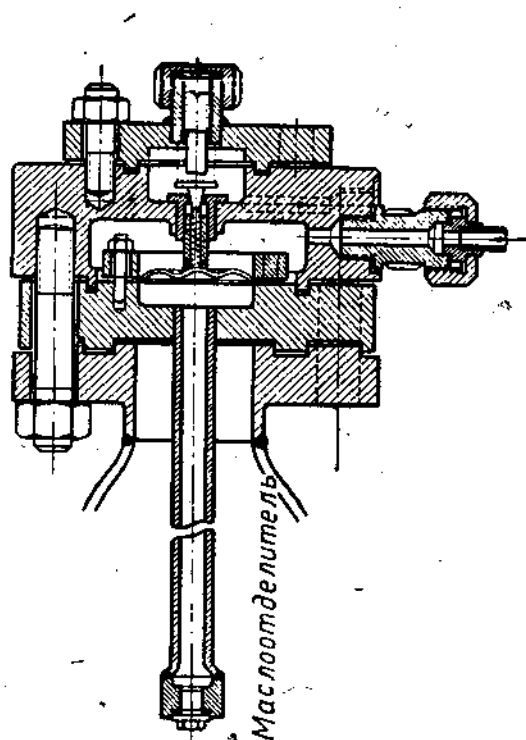


Фиг. 204. Электромагнитный запорный вентиль. А — обмотка; В — сердечник.

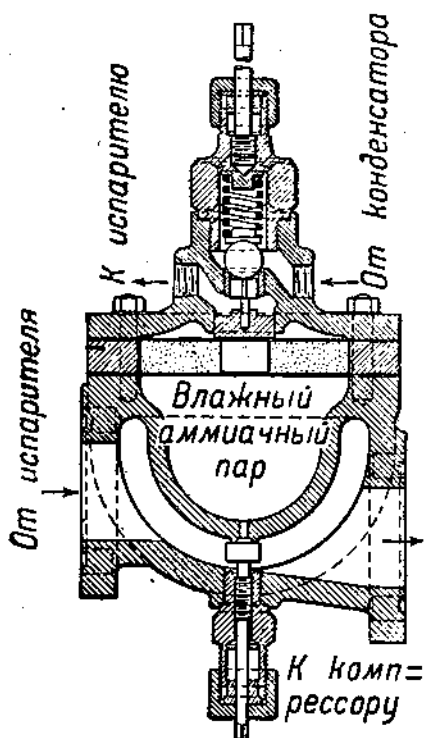


Фиг. 205. Термостатный рассольный вентиль.

ваемого пара, проходящего в нижней части прибора, и в нем создается давление, соответствующее температуре испарения аммиака, равной температуре перегрева. Через две диафрагмы, разделенные в центре твердой промежуточной деталью, а по краям теплоизоляционным материалом, это давление передается на тарелку, уравновешенную давлением испарения (после регулирующего вентиля) и верхней пружиной. Сам регулирующий вентиль выполнен в виде шарика. При возрастании перегрева давление аммиака в среднем пространстве возрастает, перевес давления над давле-



Фиг. 206. Терморегулирующий вентиль машины NV-2.

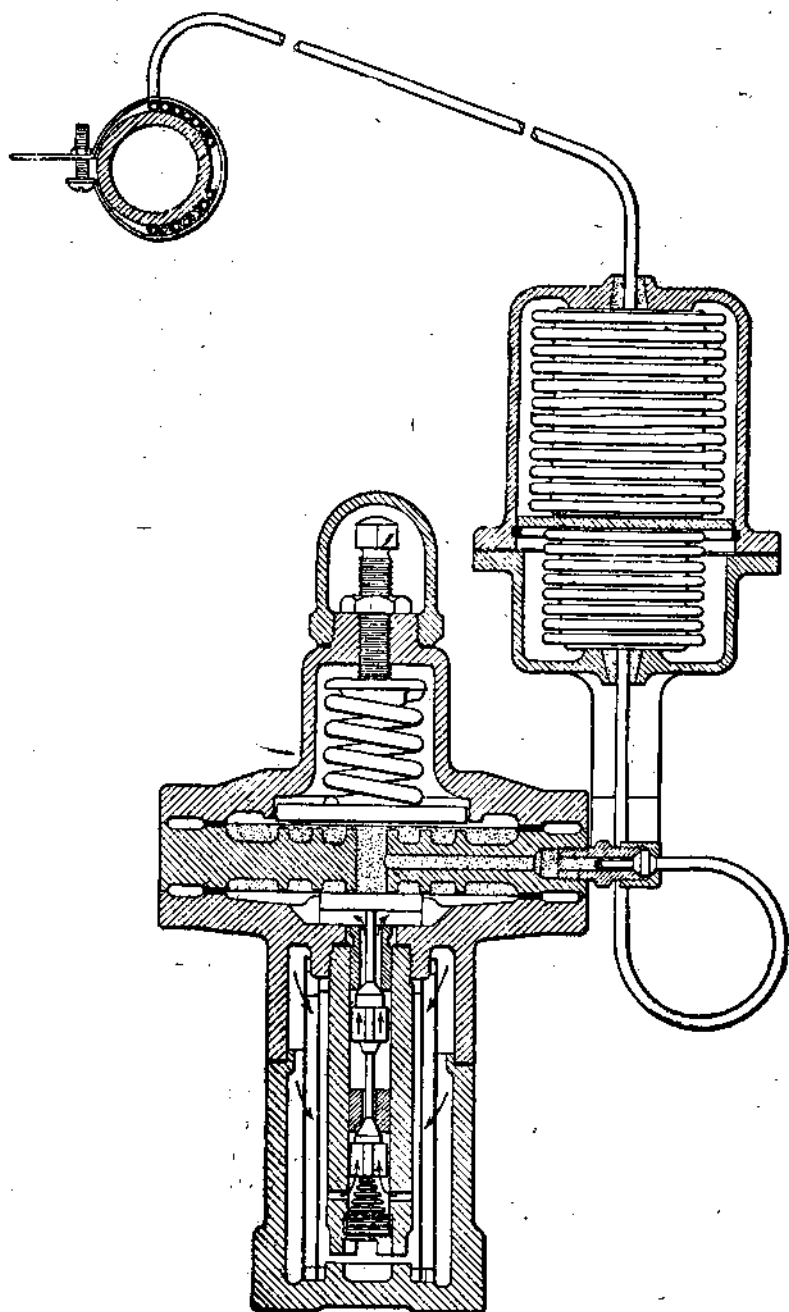


Фиг. 207. Терморегулирующий вентиль Хильгера.

нием после регулирующего вентиля увеличится, регулирующий вентиль подымется, и перегрев будет сбит. Верхний шпиндель, изменяя противодействие пружины, позволяет устанавливать любой перегрев на всасывании. Назначение нижнего вентиля — введение аммиака, служащего термостатной жидкостью, в среднее пространство.

Одно из главных затруднений, встречающихся в работе автоматических регулирующих вентилях, заключается в быстром износе тонких отверстий и шпинделей, осуществляющих дросселирование. В вентиле Хильгера шарик, возможно, будет слегка вращаться при каждом изменении положения шпинделя, чем должна быть достигнута равномерность износа. Фиг. 208 показывает вентиль, в котором для уменьшения износа рабочих органов применено последовательное дросселирование в двух седлах. В нижней части показана также сетка (грязевик), наличие которой обязательно в автоматическом аммиачном вентиле. Благодаря тому, что в этом вентиле давление от трубок с реостатной жидкостью, пристроенных к линии всасывания, передается сначала на термостатный сильфон, сжимающий

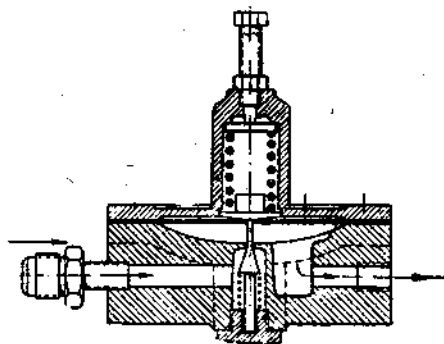
в свою очередь сильфон масляный, получается нечто вроде гидравлического мультипликатора, что позволяет, в отличие от фиг. 207, монтировать регулирующий вентиль независимо от прохождения линии всасывания.



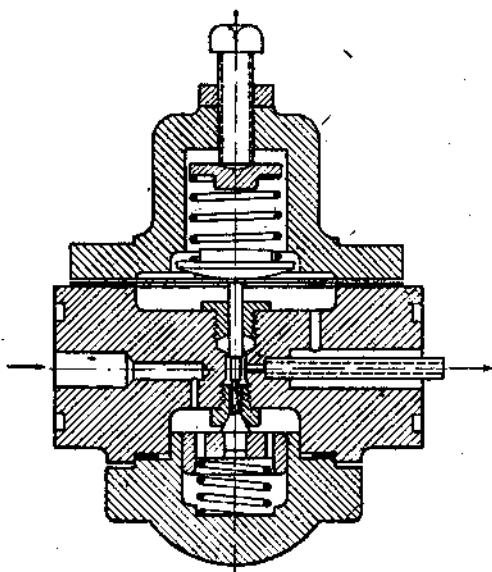
Фиг. 208. Терморегулирующий вентиль Пирлесс.

Распространеннейший вид автоматического регулирующего вентиля для незатопленных систем — это вентиль, устанавливаемый на определенное давление испарения (барорегулирующий). Простейший вентиль этого

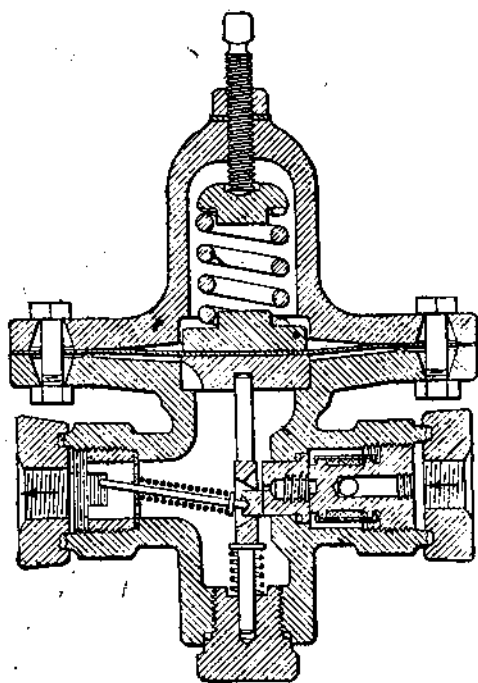
типа (фиг. 209) страдает тем недостатком, что на обращенной к атмосфере стороне мембраны происходит конденсация влаги из воздуха, находящегося над ней; соединяя рабочую сторону мембраны с давлением испарения (фиг. 210 — по кольцевому пространству справа), подведенным от линии



Фиг. 209. Барорегулирующий вентиль Иско.



Фиг. 210. Барорегулирующий вентиль Алко.



Фиг. 211. Барорегулирующий золотниковый вентиль Брунsvик-Крешель.

всасывания, и не подводя к ней аммиак сразу после дросселирования, можно уменьшить охлаждение этой мембраны.

Помимо износа, о котором мы говорили выше, неисправности автоматических регулирующих вентилей происходят от засорения их холодной клейкой массой, происходящей от воздействия аммиака на смазывающие масла и разложения последних. Опасность засорения может быть уменьшена применением золотника (фиг. 211), сдвигающего загрязнения в сторону.

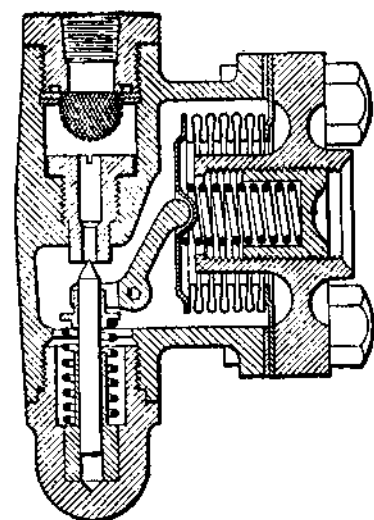
Этот тип вентиля особенно пригоден для вполне автоматических установок, в которых включение отдельных камер происходит путем запитания от термостата магнитного вентиля при выходе аммиака из камеры; как только прекращается отсасывание, барорегулирующий вентиль прекращает доступ жидкого аммиака в данную систему, так что компрессору при возобновлении работы не грозит опасность получить волну жидкости.

Для затопленных систем более всего приемлемы поплавковые регулирующие вентили, предназначенные для поддержания определенного уровня

жидкости в испарителе, описание которых мы относим к холодильной аппаратуре (ч. II). Иногда поплавки ставятся и на стороне высокого давления для того, чтобы быстро удалять из конденсатора образующуюся там жидкость, а также чтобы не допускать попадания в регулирующий ventиль еще несконденсировавшегося холодильного агента; мы касались этого вопроса в гл. IV, § 6 в связи с циклом Ворхиса и вернемся к нему во второй части этой книги.

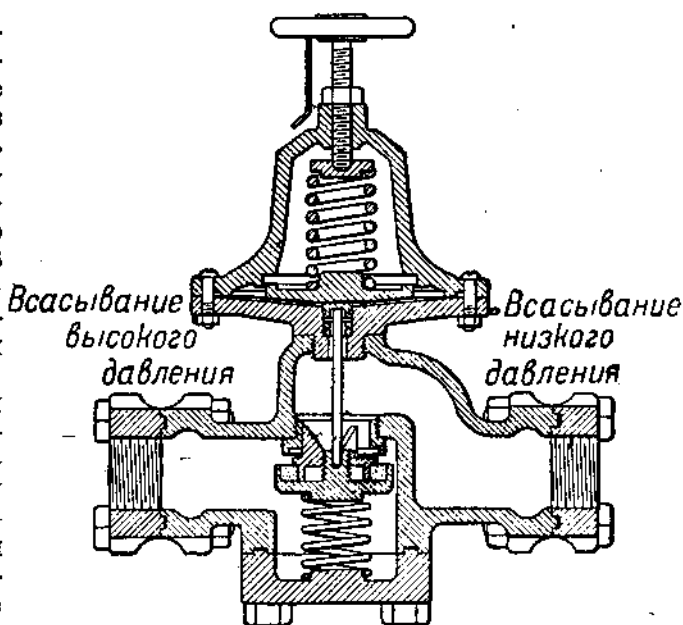
В данной главе мы упомянем еще конструкцию фиг. 212, аналогичную барорегулирующему ventилью фиг. 208. Это — перепускной ventиль для схем с двумя температурами в одном компрессоре (работа с разделенными полостями и цикл Ворхиса).

Допустим, что компрессор засасывает из испарителя высокого давления аммиак в количестве, точно соответствующем холодопроизводительности Q_{01} , а из испарителя низкого давления — в количестве, меньшем, чем это требуется по холодопроизводительности Q_{02} . Тогда, повысив число оборотов компрессора или число часов его работы в сутки, мы приведем его часовой объем в соответствие с работой испарителя низкого давления, но получим некоторое снижение давления p_{01} против расчетного.



Фиг. 213. Барорегулирующий ventиль «Американ Редидейтор Ко».

Если же компрессор не отсасывает достаточного количества пара высокого давления, то это давление начнет возрастать и, чтобы не нарушить работы соответствующего испарителя или камер, придется увеличить число оборотов или часов работы компрессора, что восстановит нормальные условия в испарителе высокого давления, но даст слишком низкое p_{02} . Так как Q_{02} обычно значительно выше, чем Q_{01} , то во втором случае получается более значительный перерасход энергии против нормального и, кроме того, компрессор будет работать с большим перегревом. Прибор типа фиг. 212, отрегулированный на определенное значение p_{01} , устраняет это неудобство: при незначительном повышении давления p_{01} и небольшом увеличении числа оборотов или часов работы машины часть пара высокого давления будет перепущена на низкое, что, конечно, озна-



Фиг. 212. Автоматический перепускной ventиль.

чает некоторую потерю, но значительно меньшую, чем без такого автоматического регулирования.

Барорегулирующие (фиг. 213) и перепускные вентили, вместо плоских мембран, могут выполняться и с сильфонами.

УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ К ГЛАВЕ V.

А. На русском языке:

1. Асламов Г. и Фокин А., Холодильные машины малой мощности завода „Котлоаппарат“, „Холодильное дело“, № 11—12, Москва 1930.
2. Дезент А. М. и Домбницкий К. В., Автоматическое регулирование и контролирование компрессионных холодильных установок, „Холодильное дело“, № 4, Москва 1930.
3. Планк Р., Американская холодильная техника, перевод с немецкого, ГНТИ, 1931.
4. Проекты промстандартов № 266—269, выпуск 8, ВСНХ СССР, ВОМТ, ноябрь 1931.
5. Стробль Г., Регулирование холодильных установок, перевод с немецкого, „Скоропортующие продукты и холодильное дело“, № 8—9, Москва 1928.

Б. На английском языке:

6. The application of revolving refrigerating machines in ships. Bulletin of the Danish association of refrigeration, Special congress edition, Copenhagen 1928.
7. Churchill J. B., Domestic Refrigerating Machinery, Refrigerating Engineering, Vol. 18, No. 5, New York, 1929.
8. Erbach Frederick R., A study of Liquid Control Devices for Refrigerating Systems, Refrigerating Engineering, Vol. 15, No. 1, New York 1928.
9. Hilger George, Increasing Efficiency of Refrigerating Systems, Ice & Refrigeration Vol. 74, No. 4 & 5, Chicago 1928.
10. Hilger George, Modern Refrigeration Evaporating Systems, Refrigerating Engineering, Vol. 16, No. 4, New York 1928.
11. Macintire H. J., Handbook of Mechanical Refrigeration, John Wiley & Sons New York 1928.

В. На немецком языке:

12. Bornemann H., Automatik der Kältemaschinen, Zeitschrift für d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 36, Hefte 6 & 7, Berlin.
13. Jung S., Der automatische Betrieb von Kältemaschinen, Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 35, Heft 8, Berlin 1928.
14. Jung S., Temperaturverlauf in automatisch gesteuerten Kühlanlagen, Zeitschrift für d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 37, Heft 6, Berlin 1930.
15. Metzner Ed., Neuzeitliche Schutzeinrichtungen für Kältemaschinen, Die Kälte-Industrie, Jahrg. XXVII, Hefte 8 & 9, Hamburg 1930.
16. Plank R., Haushalt — Kältemaschinen, Verlag Julius Springer, Berlin 1928.
17. Stetefeld Richard, Deutsche Kühltechnik im Haushalt, Verlag von Konrad Wittwer, Stuttgart 1920.

ГЛАВА ШЕСТАЯ.

МАЛЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ.

§ 1. Машины-автоматы совершенно закрытого типа.

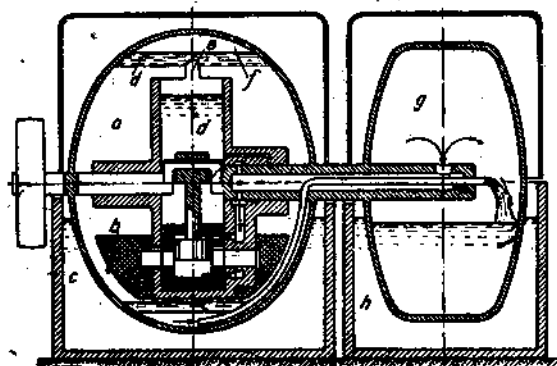
К малым холодильным установкам (нормальная холодопроизводительность от 1 000 до 25 000 *кал/час*), предназначенным, главным образом, для мелких предприятий пищевой промышленности, магазинов, лабораторий, столовых и т. п., предъявляются следующие специфические требования: а) надежность и безопасность, б) отсутствие необходимости в квалифицированном обслуживании, а по возможности и полная автоматичность, в) компактность, г) бесшумность и д) малый расход воды, перед которыми экономичность в смысле удельной холодопроизводительности отходит на задний план.

Еще в большей мере эти требования относятся к так называемым домашним холодильным машинам для механических холодильных шкафов (холодопроизводительность от 50 до 2 000 *кал/час*); последние представляют совершенно новую отрасль холодильного машиностроения, развившуюся за последние 10 лет преимущественно в Америке, где их годичный выпуск измеряется сотнями тысяч экземпляров.

Существует ряд типов, перекрывающих область мелких и домашних холодильных установок, существуют и специфические машины „домашнего“ типа; для охлаждения шкафчиков употребляются и абсорбционные машины, которых мы, однако, в ч. I настоящей книги касаться не будем.

Исторически первая и наиболее проверенная в работе из мелких машин-автоматов — это SO_2 -машина Одиффрен-Сингрюна (фиг. 214), соединяющая в одном целом компрессор, конденсатор и испаритель. Изна машина имеет вид ротора из 2 полых шарообразных тел на общем полове валу, со шкивом на конце для ременного привода; первый шар является конденсатором и погружен в бак с водой г, второй — испаритель — помещен в бак с рассолом *h*. В теле *a* конденсатора находится компрессор, корпус которого подвешен к валу с помощью холостой втулки и всегда обращен книзу благодаря грузу *b*. При вращении вала непосредственно насаженный на шатун и жестко с ним соединенный поршень вынуждает цилиндр совершать колебательное движение, для чего цилиндр укреплен на цапфах; при этих отклонениях цилиндр сам себе служит золотником, попеременно открывая и закрывая боковые отверстия, связанные с полостью всасывания и нагнетания. Весь левый шар представляет собой конденсатор; сернистый ангидрид конденсируется на внутренней поверхности его, и жидкость под влиянием центробежной силы располагается по наружному кольцу *f*, более легкое масло располагается внутренним слоем *d*, откуда оно снимается язычком *e* неподвижного корпуса компрессора и попадает в последний (*d*). Жидкий SO_2 через тонкую трубку, своим суженным сечением заменяющую дроссельный (регулирующий) вентиль, проходит в испаритель, в котором под влиянием центробежной силы жидкость также разбрасывается по поверхности (на фиг. 214 ошибочно показано ее скопление в нижней части испарителя). Из центральной части испарителя компрессор засасывает через полый вал пары SO_2 . В испарителе и конденсаторе по-

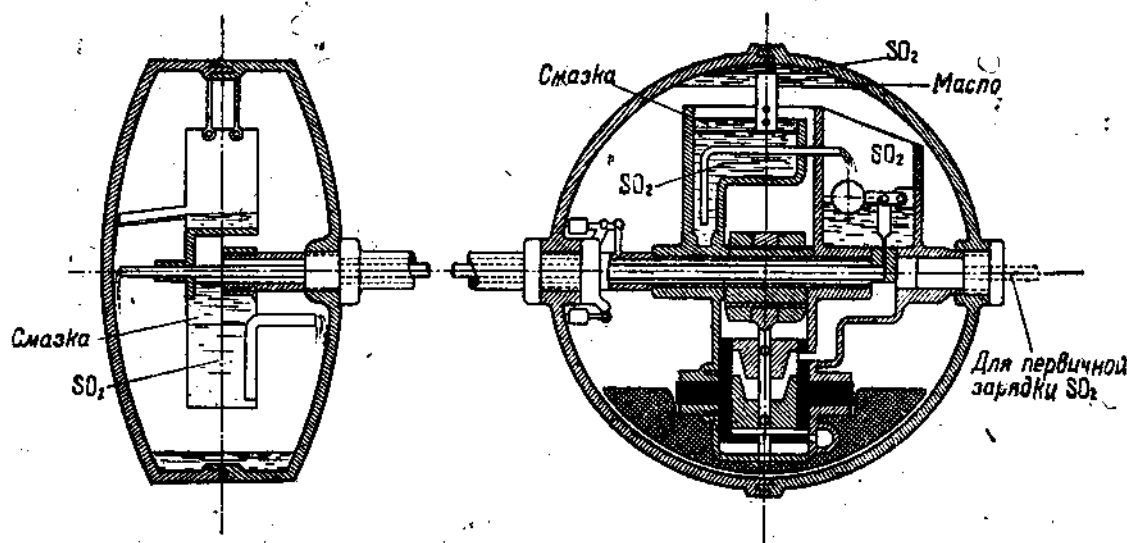
лучается хорошая теплопередача благодаря внутреннему распределению жидкости под влиянием центробежной силы и благодаря быстрому стеканию воды и рассола, захватываемых вращением ротора по наружной поверхности последнего; при установке ротора над охлаждаемым шкафчиком или совместно с ледогенератором возможно даже получить небольшую



Фиг. 214. Машина Оидиффрен-Сингрюна.

разность уровней в рассоле, необходимую для его циркуляции, путем применения специального жолоба, «слизывающего» рассол с ротора вскоре после перехода его через верхнее положение. Затем машина имеет и то преимущество, что во время стоянки давления в обоих роторах выравниваются, и вместе с тем, при запуске исключено попадание жидкости, так что мотор при трогании с места нагружен одним лишь трением. В американских машинах Оидиффрен-Сингрюна (фиг. 215) жидкий сер-

нистый ангидрид снимается сверху специальным язычком и собирается в верхней части корпуса компрессора таким же способом, как и масло (см. выше). Оттуда он перепускается в испаритель поплавковым регулирующим вентилем. Для того чтобы при пуске и в этом случае иметь выравненные давления, внутри конденсаторного шара на полом валу посажен



Фиг. 215. Машина Оидиффрен-Сингрюна американского типа.

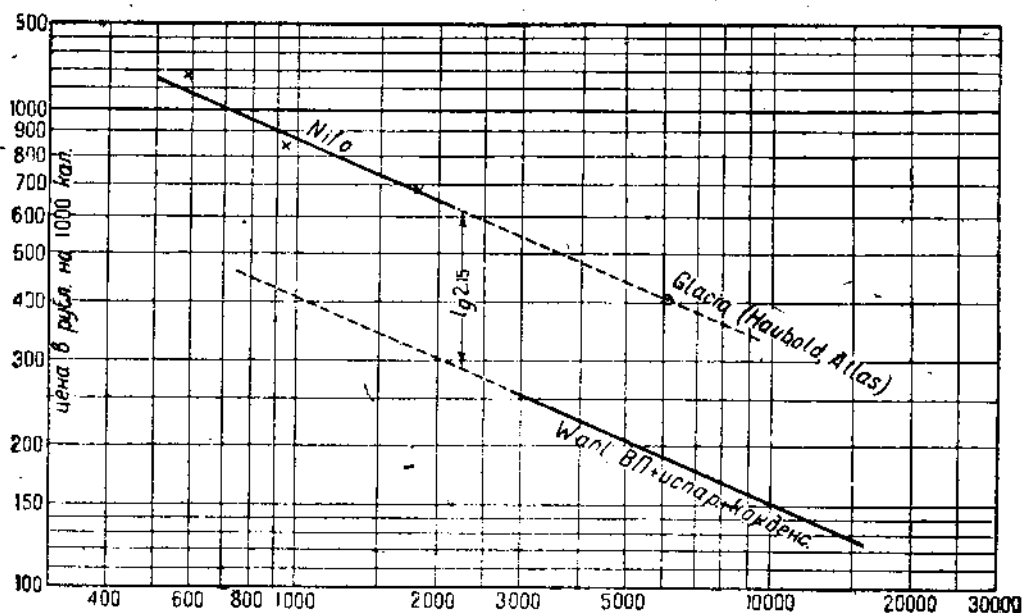
центробежный регулятор, управляющий перепускным вентилем, между всасывающим каналом в полом валу и конденсатором. Лишь по достижении известного числа оборотов этот вентиль закрывается, создавая нормальную нагрузку машины. Основным ее недостатком является дороговизна, характеризующая тем, что весь вес ее ротора, больший в иных случаях, чем вес аммиачной холодильной машины с интенсивным испарителем и конденса-

тором, является весом машиностроительным (а не трубным), и притом же со значительным применением цветных металлов (оба ротора бронзовые). Эти отношения характеризованы графиком фиг. 216, где цены даны заграничные (европейские).

Машины Одиффрен-Сингрюна (тип А-S) изготовляются заводом Броун-Бовери в Швейцарии и Германии, фирмой Одиффрен Рефрижеретинг К° в Америке, а также во Франции и других странах; основные модели их следующие:

ТАБЛИЦА 40

№ модели	Наибольшее число об/мин. n	Холодопроизводительность Q_0 кал/час	Потребляемая мощность N_e л. с.	Вес ротора со шкивом кг	Вес машины без вентилятора и авт. цирк. раствора кг
2	400	580	0,85	145	530
2а	400	750	0,95	—	—
3	300	1500	1,6	350	925
4	200	2980	3,1	760	1360
6в	170	5700	5,1	—	—
6	150	6000	5,1	1250	2600
6а	150	8900	7,0	—	—



Фиг. 216. Цены и веса малых машин аммиачных и Одиффрен-Сингрюна.

Данные о холодопроизводительности и расходе энергии относятся к температуре рассола -5°C и температуре воды в баке $+20^{\circ}\text{C}$, что в основном (кроме температуры переохлаждения) соответствует „нормальным“ условиям. Расчетные температуры воды и рассола в баке вследствие полного отсутствия противотока суть температуры отходящего рассола

и воды. Расход воды, приведенный в табл. 41 для „нормальных“ условий и подогрева ее на 10° Ц, вообще вытекает из формулы:

$$G_w = \frac{Q_0 + 632 N}{\Delta t_w}, \quad (1)$$

относящейся также и к другим совершенно закрытым машинам („Автофригор“ и пр.).

При дефиците воды и высокой ее температуре целесообразно применение так называемого „экономизатора“, т. е. вентилятора, прогоняющего воздух сквозь кожух конденсатора; охлаждение воды происходит уже не за счет смены ее, а за счет испарения, так что расход воды сводится к минимуму.

ТАБЛИЦА 41
Добавочные данные по машинам А-8

№ машины	2	3	4	6
Расход воды л/час при «нормальных» условиях .	98	220	415	800
Расход воды при экономизаторе л/час	2	5	10	20
Расход мощности на вентилятор л. с.	0,2	0,3	0,4	0,5

Наконец, для пересчета холодопроизводительности машин с „нормальных“ условий, для которых соответствующие значения приняты за 1, на иные температуры рассола и воды применимы следующие коэффициенты:

ТАБЛИЦА 42
Наменение холодопроизводительности машин А-8

Температура рассола °Ц		+10	0	—5	—10	—25
Температура воды °Ц	+10°	1,88	1,35	1,11	0,86	0,3
„ „ „	+20°	1,70	1,23	1,00	0,78	—
„ „ „	+30°	1,53	1,10	0,9	0,7	—
„ „ „	+35°	1,45	1,04	0,84	0,65	—

В Дании фирмами „Атлас“ и „Моллер и Йохумсен“ (Möller & Iochumsen), и в Германии фирмой „Гаубольд“ выпускаются машины Одиффрен-Сингрюн под названиями „Гласия“ и „Нифо“, отличающиеся большей быстроходностью. Основные данные по машинам „Гласия“ завода „Атлас“ следующие:

ТАБЛИЦА 43

№ модели	Наибольшее число об/мин. n	Холодопроизводительность Q ₀ ккал/час	Потребляемая мощность N, л. с.	Вес нетто кг	Вес брутто кг
LCG - 5	550	500	0,8	275	350
LCG - 10	500	1 000	1,5	350	450
LCG - 20	450	2 000	2,6	630	800
LCG - 40	400	4 000	3,9	1 000	1 300
LCG - 60	350	6 000	5,3	1 425	1 850
LCG - 80	300	8 000	6,5	1 775	2 300

Габариты машин А-S и „Гласия“ даны в приложениях.

В машине „Автофригор“ завода Эшер-Висс (фиг. 217) ротор *a* электромотора помещен в общем кожухе с компрессором, конденсатором и испарителем и отделен магнитопроницаемым металлическим чехлом от статора. Цилиндр компрессора *b*, как и в машине Одиффрена, качается на цапфах и осуществляет при этом парораспределение; нагнетаемый холодильный агент (хлорметил) проходит по трубке *d* в кольцевое конденсаторное пространство *f* и оттуда, через поплавковый регулирующий вентиль (шар и сопло *h*), в испаритель *i*, снабжаемый снаружи ребрами для непосредственного охлаждения им воздуха в шкафчике, либо выполняемый в виде спирального змеевика для охлаждения рассола.

ТАБЛИЦА 44
Машины „Автофригор“

Фирменное обозначение	Температура испарения t_0 °C	Холодпроизводительность Q_0 и расход воды G_w при температуре входящей воды				Потребляемая мощность (переменный ток) при $t_{w1} = +12^\circ\text{C}$ $t_{w1} = +25^\circ\text{C}$	
		$t_{w1} = +12^\circ\text{C}$		$t_{w1} = +25^\circ\text{C}$		$N_{эл}$ квт	$N_{эл}$ квт
		Q_0 кал/час	G_w л/час	Q_0 кал/час	G_w л/час		
АН	— 10	150	25	100	50	0,12	0,15
400 до 500	— 15	350	—	250	—	0,25	—
	— 10	500	60	380	120	—	—
	— 5	600	—	500	—	—	0,35
1 200	— 15	950	—	800	—	0,55	—
	— 10	1 250	150	1 050	300	—	—
	— 5	1 550	—	1 350	—	—	0,75
2 600	— 15	1 900	—	1 500	—	1,1	—
	— 10	2 500	450	2 100	900	—	—
	— 5	3 200	—	2 700	—	—	1,4
4 000	— 15	3 500	—	2 500	—	1,6	—
	— 10	4 250	600	3 500	1 200	—	—
	— 5	5 400	—	4 700	—	—	2,
6 000	— 15	4 200	—	3 400	—	2,4	—
	— 10	6 000	800	5 100	1 600	—	—
	— 5	7 300	—	6 300	—	—	2,8

Кроме того, выполняются машины с номинальной производительностью в 2 000 и 3 000 кал/час. В приложениях даны габариты и веса „Автофригоров“ для рассольного и воздушного охлаждения, для последних указана производительность вентилятора, обдувающего испаритель, служащий воздухоохладителем для шкафчика или камеры.

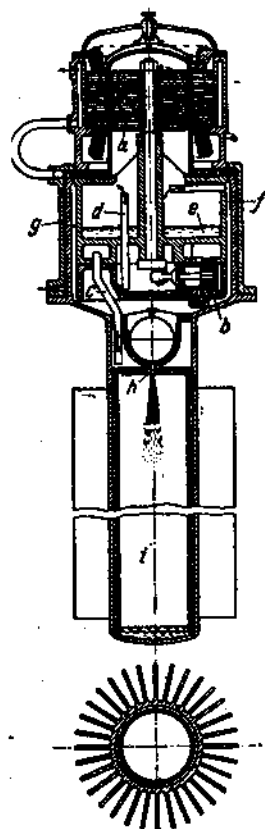
В машине „Автополяр“ фирмы Линде, изготовляемой заводом Вальб в Майнце, статор мотора с также заключен внутри машины (фиг. 218); корпус *a* трехцилиндрового компрессора вращается вокруг неподвижного полого вала, в котором проходят всасываемый и нагнетаемый холодильный агент (хлорметил). Цилиндры *g* — однодействующие, в отличие от конструкции Одиффрена и „Автофригора“. Колокол *h* вращается вместе с компрес-

бором, но так как он с помощью двух шарикоподшипников укреплен на неподвижном эксцентрике вертикального полого вала, то он совершает по отношению к компрессору переносное движение, чем и достигается перемещение поршней, шарнирно соединенных с отрезками колокола. Нагнетаемый пар через i и k проходит в конденсаторное пространство, образованное стальным цилиндром o , внутри которого расположен водяной змеевик b ; сконденсировавшийся хлорметил поступает через регулирующийся вентиль в испаритель d и, испарившись, возвращается в компрессор через канал f . Машины эти изготовляются указанных в табл. 45 производительностей (при температуре воды $+10^\circ \text{C}$ и температуре испарения -7°C).

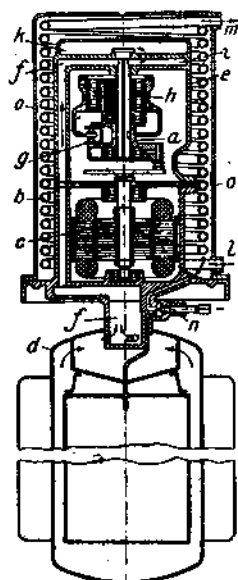
В машине „Автофригор“ применяются моторы с номинальным числом оборотов в минуту 1500 и 1000 ($n=1450-950$), в „Автополяре“ — с номинальными 1500 оборотами; в сходной американской машине Дженерал Электрик К° номинальное число оборотов 1800 ($n=1750$), так как ток там имеет 60 пер/сек. Номинальным числом оборотов асинхронного мотора является число оборотов вращающегося поля:

$$n_{\text{поля}} = \frac{60 \cdot f}{p/2}, \quad (2)$$

где f число периодов в секунду, и p — число полюсов, n ротора меньше на величину скольжения.



Фиг. 217. Автофригор.



Фиг. 218. Автополяр.

ТАБЛИЦА 45
Машины „Автополяр“

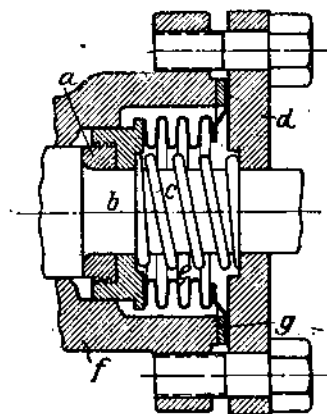
Холодопроизводительность Q_0 ккал/час	Расход воды G_w л/час	Потребляемая мощность (трехфазный ток) $N_{эл\text{ кет}}$
350	70	0,23
750	140	0,40
1500	240	0,65
5000	430	1,25

§ 2. Малые поршневые машины.

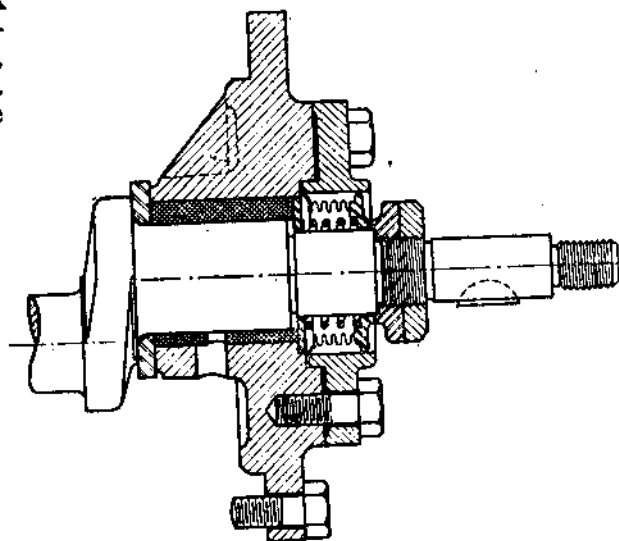
Менее своеобразным, чем совершенно закрытые, но более распространенным типом являются малые машины с отдельными однодействующими поршневыми компрессорами — вертикальными прямоточными нормального типа, либо несколько видоизмененными, особенно для домашних машин.

Аммиак применяется в качестве холодильного агента для этих машин только для не слишком малых холодопроизводительностей и при водяном охлаждении конденсатора. При применении конденсаторов с воздушным

охлаждением аммиак исключается из-за высоких давлений конденсации; неприменим он и для домашних машин из-за, получающихся при этом малых объемов цилиндров; кроме того, его применение исключено и в совершенно закрытых машинах из-за медной обмотки. Применяемые сернистый ангидрид, хлорметил, изобутан и пр. дают в картере давление ниже



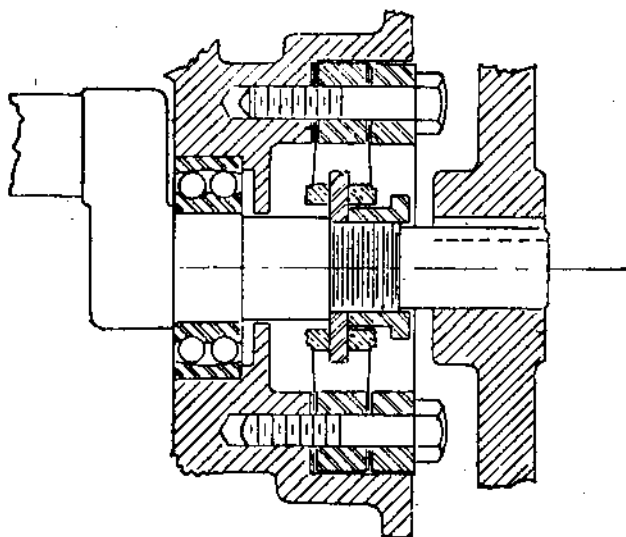
Фиг. 219. Уплотнение вала Фригидер (Frigidaire).



Фиг. 220. Уплотнение вала роторного компрессора Росаифа.

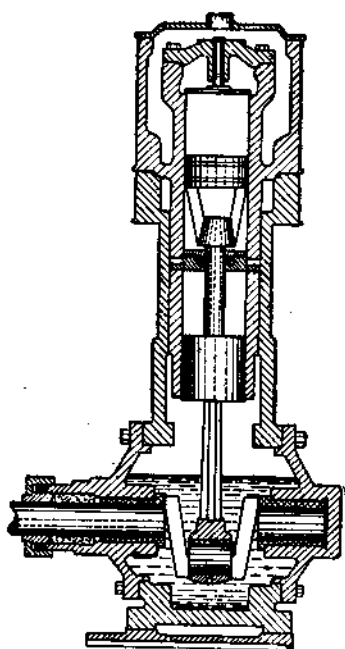
атмосферного во время работы и более атмосферного — после остановки компрессора. Это должно быть учтено при конструкции сальника, в котором обычная набивка зачастую заменяется уплотняющим кольцом (фиг. 219).

Здесь, между картером *f*, прокладкой *g* и флянцем *d*, зажата гармоникообразная мембрана (сильфон) *e*, создающая газонепроницаемое соединение между картером и уплотнительным кольцом *a* из графитистой бронзы. Местом уплотнения служит перпендикулярная к оси вращения плоскость соприкосновения этого кольца с заточкой вала. Упор кольца достигается пружиной *c*, которая должна быть настолько сильна, чтобы не допустить утечек и при остановке машины, когда давление в картере стремится отжать кольцо; во время работы же создается вакуум, и тогда излишний нажим пружины вызывает чрезмерное трение кольца. Этого недостатка лишена конструкция сальника, изображенная на фиг. 220, где пружина должна быть рассчитана лишь на наружное атмосферное давление и вакуум внутри, так как при наличии в картере большего, чем

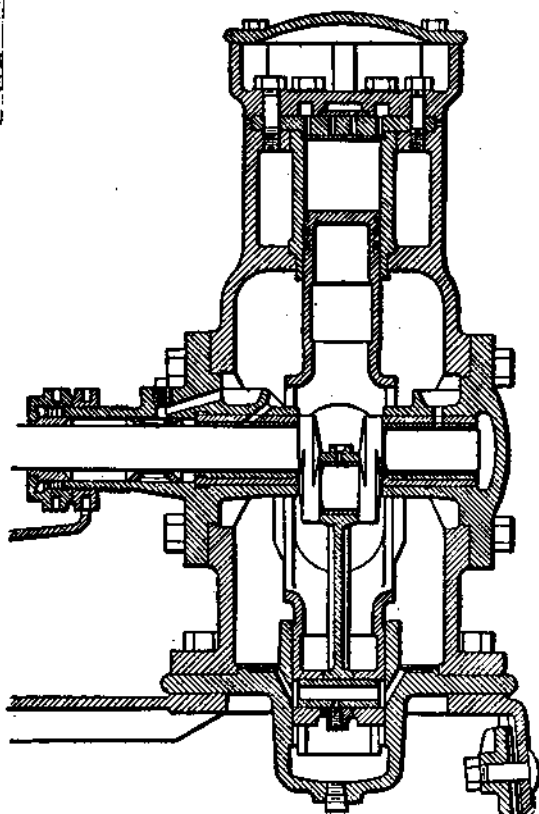


Фиг. 221. Двухмембранное уплотнение вала.

атмосферное, давления кольцо будет прижиматься силой этого давления. Существует и конструкция, в которой кольцо вращается вместе с валом (фиг. 225); в обоих случаях на гармонику передается некоторый крутящий момент, зависящий от момента силы трения на рабочем торце, и к передаче этого момента сальфоны не приспособлены. Выходом может служить применение квадратного сечения сальника и кольца (фиг. 220) и направляющей шпонки на валу и кольце Кука для восприятия этого момента. Вместо гармоник могут применяться и плоские мембраны (фиг. 221), но неудобством их является большая площадь, приводящая к большим переменным осевым силам при изменении давления в картере. Все уплотнительные кольца работают в масле.



Фиг. 222. Компрессор Липмана.



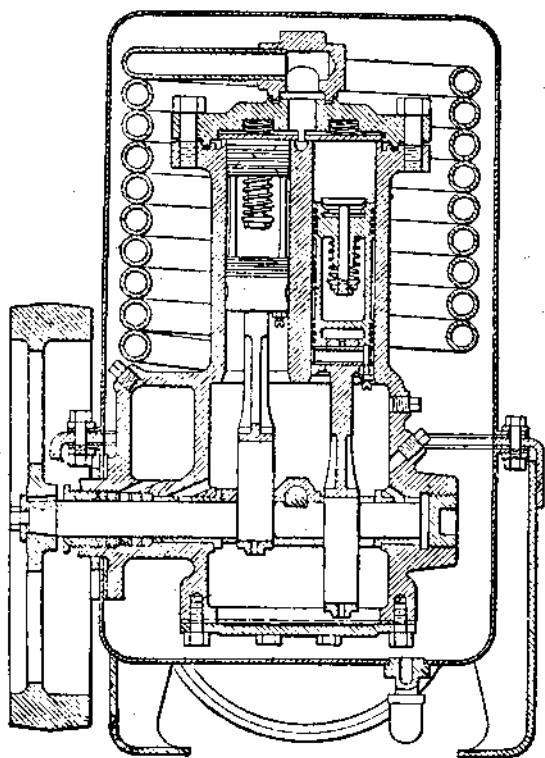
Фиг. 223. Компрессор «Универсаль».

ТАБЛИЦА 46
Двухцилиндровые машины Эксельмор

Мощность N лс		$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1
Диаметр цилиндра D	$\left\{ \begin{array}{l} \text{дюймы} \\ \text{мм} \end{array} \right.$	$1\frac{3}{4}$ 44,5	$1\frac{3}{4}$ 44,5	$1\frac{3}{4}$ 44,5
Ход поршня S	$\left\{ \begin{array}{l} \text{дюймы} \\ \text{мм} \end{array} \right.$	$1\frac{7}{8}$ 31,8	$1\frac{7}{8}$ 44,5	$1\frac{7}{8}$ 44,5
Число оборотов n		350	350	490
Скорость поршня c_m м/сек		0,37	0,52	0,73
Часовой объем V_h м ³ /час		2,07	2,91	4,09
Холодопроизводительность Q_0 кал/час		750	1 000	1 500
Длина змеевика конденсатора m		6,7	—	15,0

Самый компрессор выполняется даже для малых производительностей предпочтительно двухцилиндровым, так как опыт показал, что в одноци-

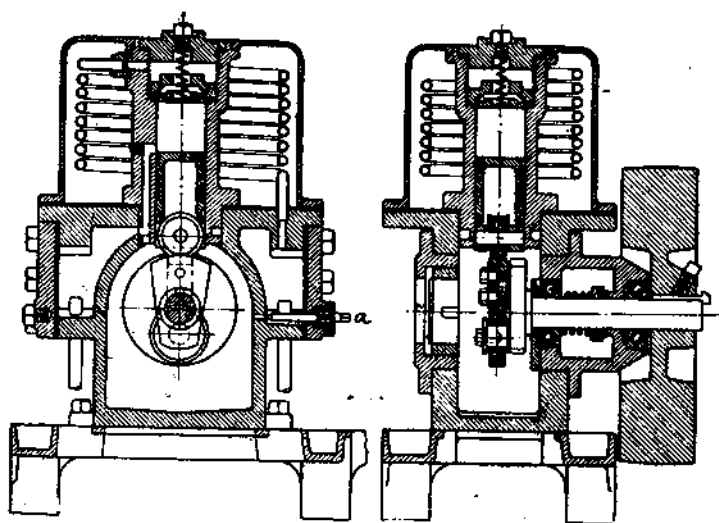
линдровой машине происходит чрезмерная перекачка масла из картера в систему. При наличии одного цилиндра применяются специальные, иногда весьма незначительные, конструкции для уменьшения заноса масла: разделение поршня на рабочую часть и круглый крейцкопф с промежуточной диафрагмой (фиг. 222) или добавочный нижний плунжер, выравнивающий объем картера (фиг. 223). В последней машине нагнетательные и всасывающие клапаны размещены концентрично в крышке цилиндра.



Фиг. 224. Машина «Эксельсиор».

Тип аммиачного вертикального прямого компрессора для домашней холодильной установки, конструктивно связанного с конденсатором, дает фиг. 224. Нагнетательный клапан выполнен во все сечение цилиндра, что позволяет ограничиться ходом, измеряемым долями миллиметра. Конденсатор (из стальной трубы с номинальным проходом 13 мм) погружен в общий кожух с компрессором; вода таким образом окружает весь компрессор, охлаждает картер и сальник, но создает известный перегрев на всасывании. Картер с цилиндрами — литье из стального чугуна, верхняя крышка цилиндра и нижняя крышка картера — стальные штампованные.

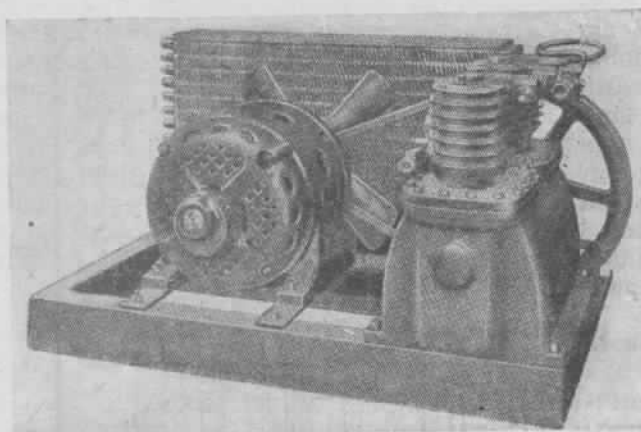
В нижеприведенной таблице холодопроизводительность указана для американских стандартных условий.



Фиг. 225. Компрессор Кука.

Такие малые размеры компрессоров домашних холодильных машин приводят к возможности широкого применения шариковых подшипников (фиг. 225); компрессор Кука отличается также отсутствием всасывающего клапана, что в его выполнении ведет к увеличению расхода энергии, так как к концу обратного хода в цилиндре создается почти полный вакуум.

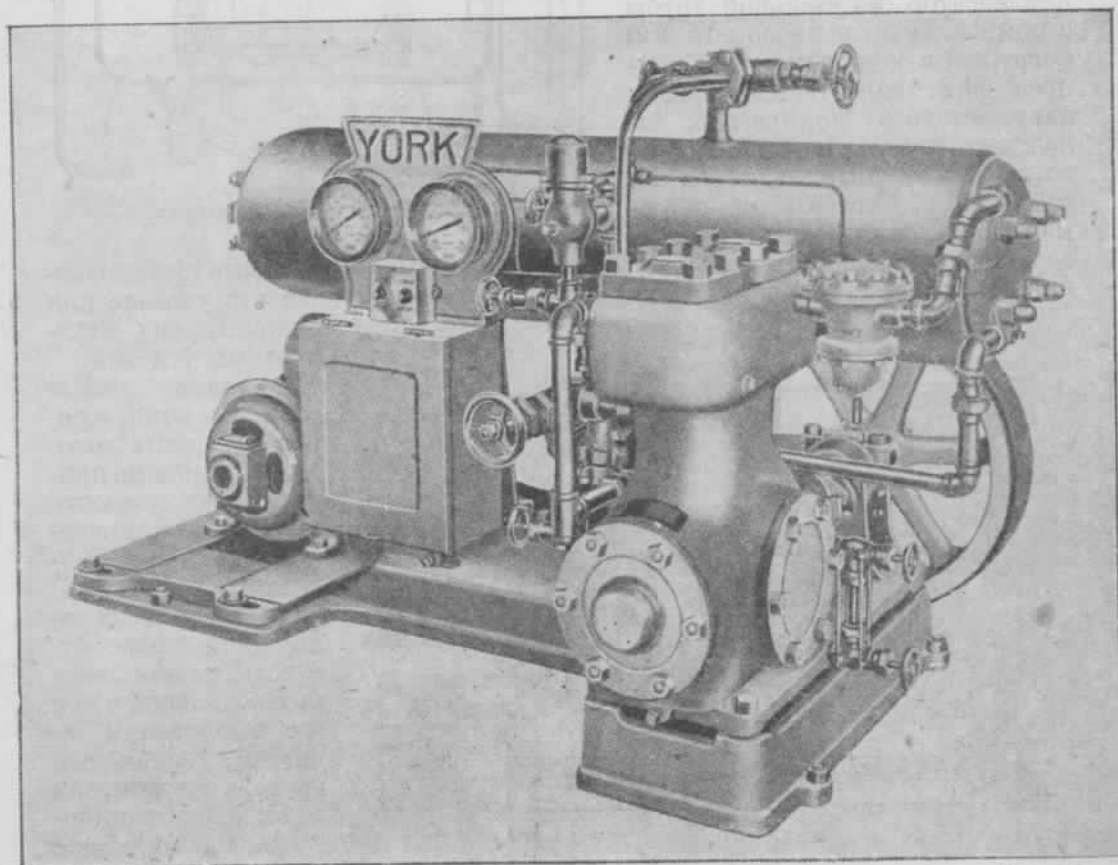
До 2 000, максимум 3 000 *ккал/час*, малые машины могут выполняться и с воздушным охлаждением конденсатора (фиг. 226); для больших мощностей—у Йорка (фиг. 227) до 26 900 станд. *ккал*—аммиачные машины строятся преимущественно с горизонтальным трубчато-кожуховым конденсатором. Чаще конденсатор помещают под компрессором (фиг. 228); привод осуществляется через лениксы или клиновидными ремнями.



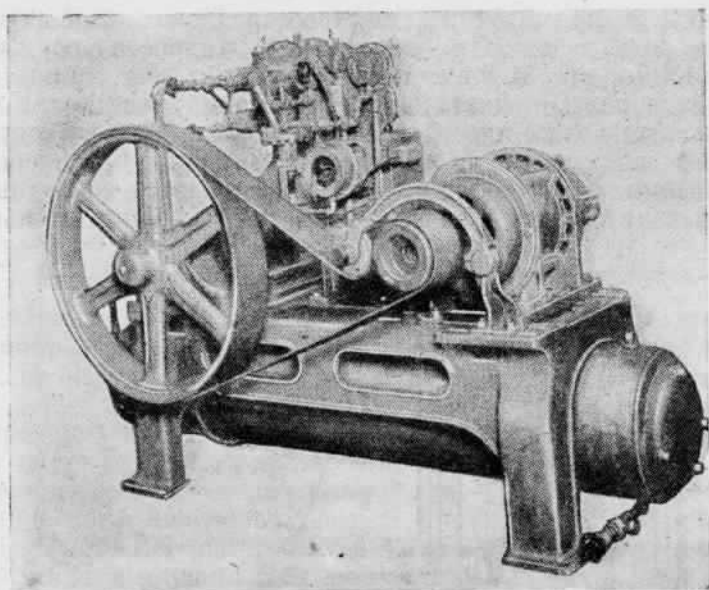
Фиг. 226. Машина Тевес (АТЕ) с двумя двухцилиндровыми блоками и воздушным охлаждением конденсатора и цилиндров.

расчитанные на поступление влажных паров. Одна из них — горизонтальный

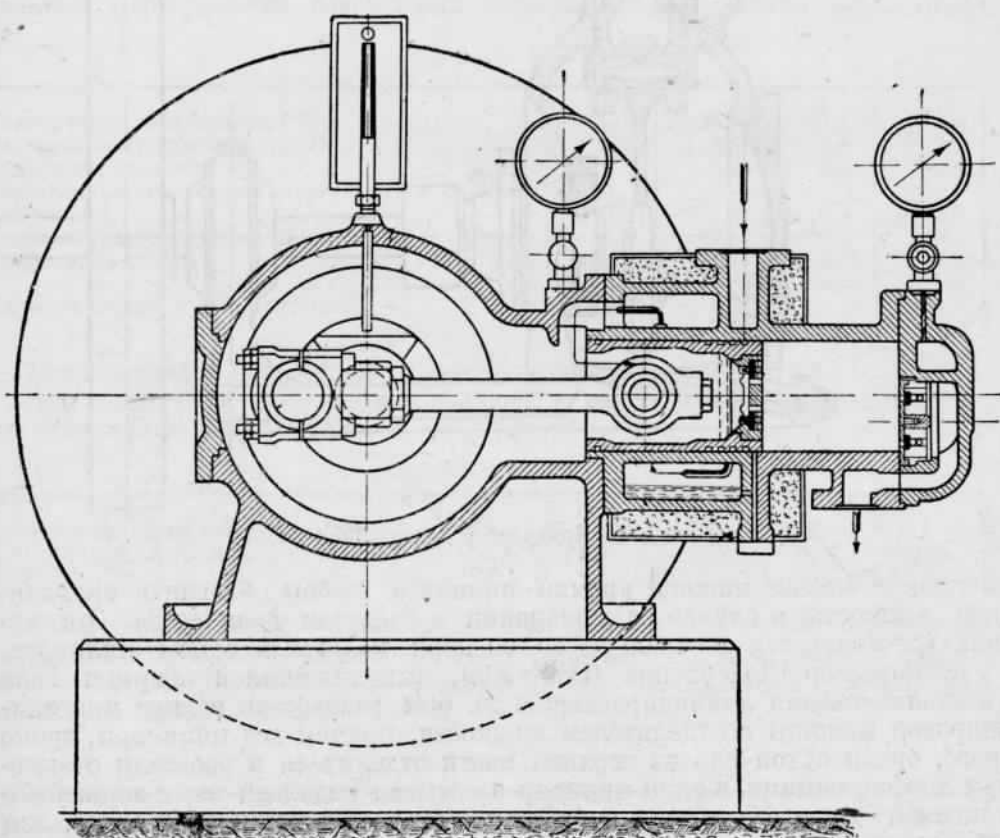
В то время как нормально малые машины снабжаются такими испарительными системами, чтобы работать постоянно сухим ходом, в Германии были сконструированы две специальные модели,



Фиг. 227. Малая машина Йорк

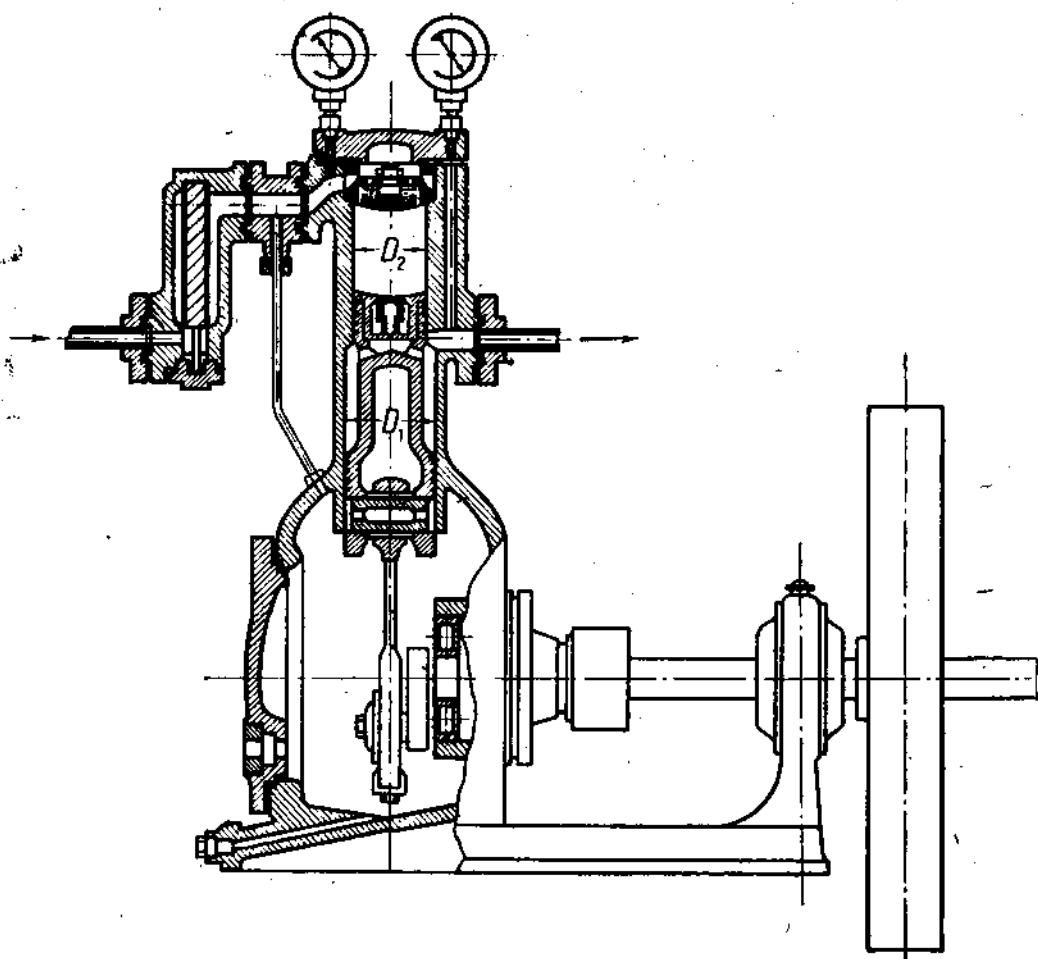


Фиг. 228. Малая машина Журуик.



Фиг. 229. Компрессор «Зюмак».

однодействующий прямоточный компрессор Эумак (Sümak), изображенный на фиг. 229, в котором отделителем жидкости служит пространство под цилиндром. В течение всего хода всасывания в цилиндр поступают сухие пары, и лишь около мертвой точки, когда открывается щель, соединенная с этим пространством, под влиянием разности давления, обусловленной депрессией во всасывающем клапане и инерцией газа в линии всасывания, немного жидкости выпрыскивается в цилиндр, так что сжатие производится уже над влажным паром. Нагнетательный клапан



Фиг. 230: Компрессор Дөдерлейна.

помещен на уровне нижней кромки цилиндра, чтобы облегчить выталкивание жидкости в случае ее попадания в большом количестве. Эта машина изготовляется от 1 500 до 50 000 норм. кал/час в одном цилиндре.

Компрессор Дөдерлейна (Döderlein), выполнявшийся фирмой Гека (в настоящее время ликвидировавшейся), был разработан в виде многоцилиндровой машины с отделителем жидкости, причем все цилиндры, кроме одного, брали сухой пар из верхней части отделителя и работали с высокими коэффициентами, а один цилиндр засасывал влажный пар с жидкостью из нижней части отделителя и работал частью как аммиачный насос, для чего поступление пара шло сверху, а выталкивание — вниз. Изображенный на фиг. 230 одноцилиндровый компрессор Дөдерлейна имел ступенчатый

поршень с „буферным“ кольцевым пространством высокого давления, которое преследовало ту цель, чтобы давление в пальце поршня и кривошине было направлено всегда вниз, так что и при наличии слабину во вкладышах компрессор работал без стука, поскольку последний вызывается переменной направлением сил в сочленениях. Вследствие сложности изготовления и меньшей экономичности, чем в вертикальных прямоточных компрессорах, машина эта не смогла конкурировать с последними и сошла со сцены.

§ 3. Рабочие коэффициенты малых машин.

При диаметрах и ходах, измеряемых сантиметрами, абсолютные значения коэффициентов подачи могут быть весьма различными для компрессоров близких производительностей разных марок, так как уже небольшие изменения в форме клапанов вызывают значительное увеличение или уменьшение вредного пространства.

Несмотря на то, что мы вправе ожидать неоднородных результатов, данные по отдельным машинам нам кажутся поразительно высокими. Так, для одноцилиндрового однодействующего прямоточного SO_2 -компрессора Кельвинетор-Джунior (Kelvinator-Junior), с характеристикой: диаметр цилиндра $D=46$ мм, ход поршня $S=38$ мм, число оборотов $n=340$ об/мин, часовой объем $V_k=1,3$ м³/час, получены при постоянном давлении испарения $p_0=1,048$ ага, соответствующем температуре испарения $t_0=-9,6^\circ\text{Ц}$, температуре SO_2 при выходе из испарителя (приблизительно) -2°Ц и значительном перегреве на всасывании следующие результаты испытаний:

ТАБЛИЦА 47

Температура конденсации $t^\circ\text{Ц}$	26,7	35,7	42,4	52
Давление конденсации p кг/см ²	4,2	5,6	6,9	8,7
Отношение давлений p/p_0	4	5,3	6,6	8,3
Температура всасывания перед самым компрессором $^\circ\text{Ц}$	+ 22,3	+ 34,9	+ 44,4	+ 57,3
Температура нагнетания $^\circ\text{Ц}$	52,3	81,7	96,1	113,5
Коэффициент подачи λ_a	0,80	0,77	0,71	0,63
Коэффициент подачи λ_0	0,73	0,66	0,59	0,51
Адиабатический к. п. д. сжатия η_a	0,75	0,76	0,71	0,62

Механический коэффициент в среднем составлял около 0,5.

При испытании того же компрессора в качестве воздушного получились следующие результаты:

ТАБЛИЦА 48

Отношение давлений p/p_0	3	5	7	9	11
Коэффициент подачи λ_a	0,8	0,67	0,57	0,52	0,45

Проф. Р. Ц. Планк в „Haushalt-Kältemaschinen“ приводит следующие значения для однодействующего одноцилиндрового SO_2 -компрессора фирмы Низер, с характеристикой: $D=108$ мм, $S=57$ мм, $n=175$ об/мин, при температуре испарения $t_0=-15^\circ\text{Ц}$.

ТАБЛИЦА 49

Температура конденсации $t^\circ\text{Ц}$	20	25	30	35	40
Отношение давлений p/p_0	4,1	4,8	5,7	6,6	7,7
Коэффициент подачи λ_0	0,46	0,43	0,41	0,38	0,35

§ 4. Ротативные компрессоры.

Основной областью применения ротативных компрессоров являются малые машины; известны, однако, и некоторые случаи применения их в качестве бустер-компрессоров в больших установках (они употребляются и в качестве воздухоподувок для малых разностей давлений).

На фиг. 231 дан разрез такого аммиачного бустер-компрессора, установленного на холодильнике и ледозаводе в Мельбурне (Австралия) и служащего для сжатия аммиака с 2 до 4 атм. Здесь: 1—цилиндрическая часть корпуса компрессора, 2—крышки, 3—ротор, 4—чугунные лопатки, 5—шарикоподшипники, 6—фундаментная плита, 8—клапаны, 9—крышки клапанных коробок, 10 и 11—нагнетательный и всасывающий штуцеры (оба диаметром в 100 мм), 12—уплотняющее сальниковое кольцо, 14—сверления в роторе, обеспечивающие подвод смазки к лопаткам, 16 и 17—заглушки для осмотра и выемки (смены) лопаток. Лопатки прижимаются к рабочему цилиндру центробежной силой и распором пружин со штифтами 15. Объем, описанный поршнем такого компрессора, составляет

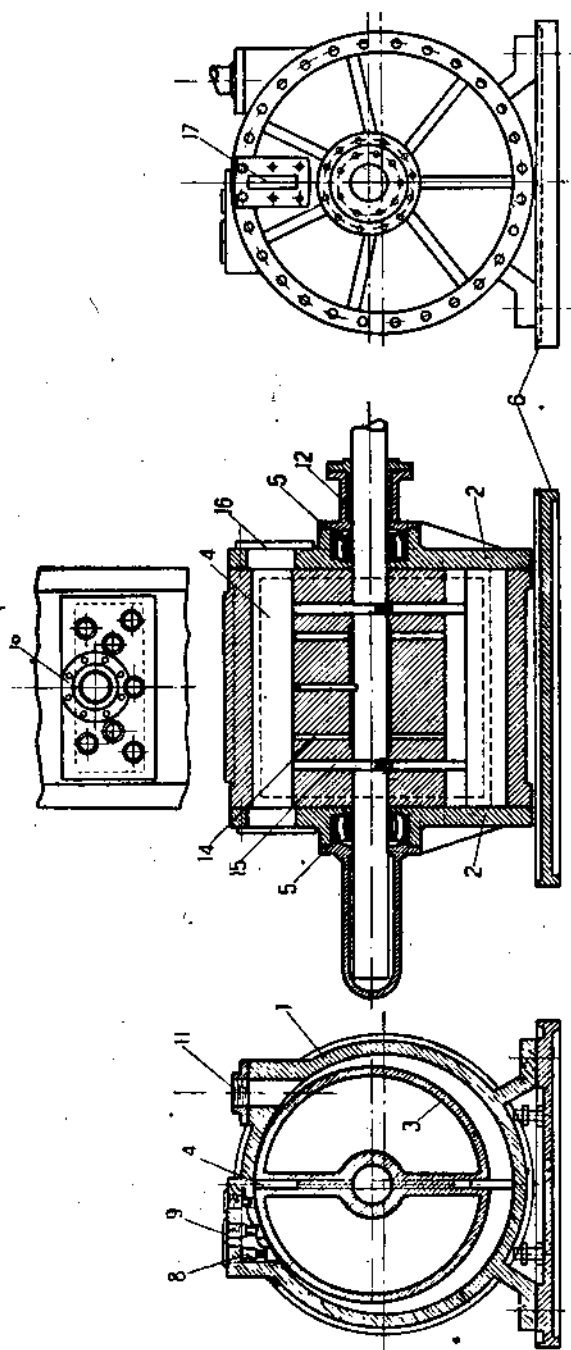
$$V_h = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) l \cdot n \cdot 60, \quad (3)$$

где D —диаметр цилиндра и d —диаметр ротора, l —длина ротора или цилиндра в осевом направлении.

Хлорметилловые компрессоры подобного типа для малых машин строятся американской фирмой Клозель (Clozel).

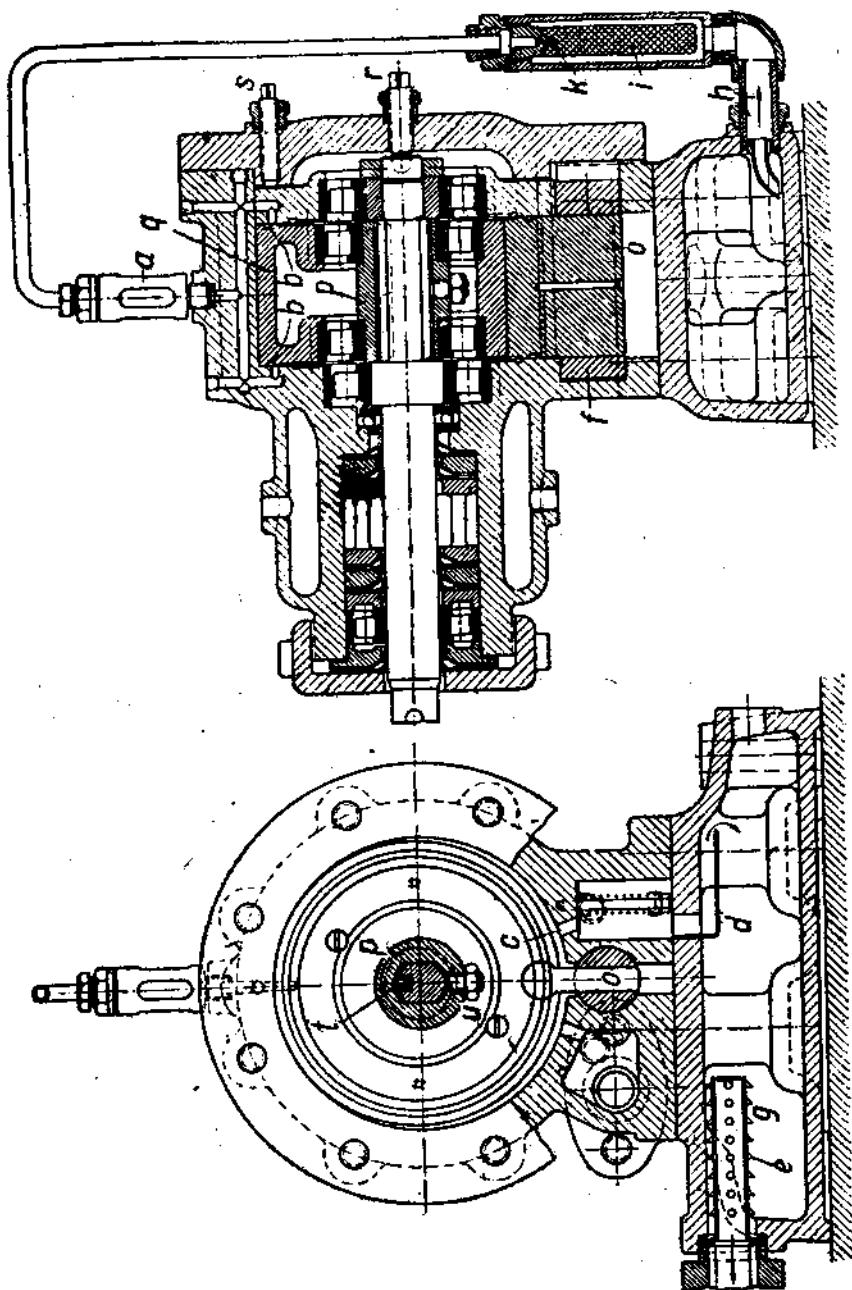
Иной конструктивный принцип применен в ротативном компрессоре Гюттнера (Güttner), первоначально строившемся заводом Зильбе и Пондорф (Sylbe & Pondorf) в Шмел-

льне для аммиака, а в настоящее время изготовляемом фирмами Сименс-Шуккерт и Нимайер для хлорметила производительностью до 10 000 кал/час.



фиг. 231. Ротативный бустер-компрессор с лопатками.

Принцип работы его следующий (фиг. 232). Рабочая втулка *p*, наружная поверхность которой имеет определенный эксцентриситет по отношению к валу, несет на роликовых подшипниках вытеснитель (поршень или ротор) *q*. Последний, будучи связан со статором деталью (язычком) *o*, рас-



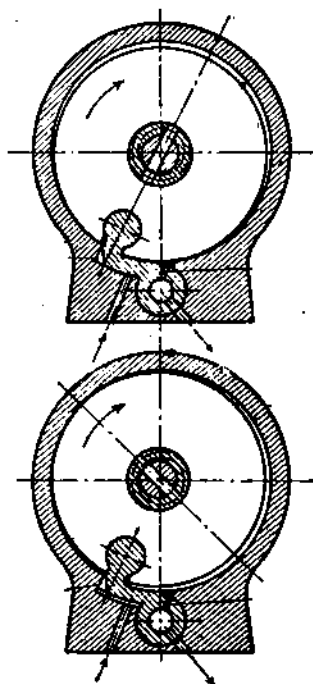
Фиг. 232. Компрессор Гёттера.

положенным между всасывающим и нагнетательным каналами, перемещается внутри цилиндра качением с очень небольшим скольжением, соответствующим малому размеру эксцентриситета. При вращении вала по часовой стрелке, в положении, показанном на поперечном разрезе фиг. 232,

ТАБЛИЦА 50
Ротативные компрессоры Клозель

Стандартная номинальная холодопроизводительность Q_0 кал/час	1500	3000	6000
Диаметр цилиндра D мм	127	203,2	311,14
Диаметр ротора d мм	115,88	180,96	277,8
Длина (ширина) ротора l мм	88,9	228,6	301,8
Линейный эксцентриситет (расстояние между осями ротора и цилиндра) $\frac{D-d}{2}$ мм	5,56	11,12	16,67
Число об/мин n	900	350	226
Окружающая скорость лопаток м/сек	6	3,7	3,7
Часовой объем V_h м ³ /час	10,3	32,1	63,2
Диаметр всасывающего трубопровода мм	25	50	65
Диаметр нагнетательного трубопровода мм	19	32	50
Вес нетто кг	30	100	280

в левом серповидном пространстве происходит всасывание, а в правом — сжатие и выталкивание; в нижнем мертвом положении на одно мгновение происходит соединение всасывающей и нагнетательной полостей, что вынуждает к установке обратного или нагнетательного клапана c ; последнего можно избежать в компрессоре с ножами, а также при применении язычка на фиг. 233 (см. ниже). Боковое уплотнение между торцами вытеснителя и крышками цилиндра достигается канавками b ; по мере износа этих поверхностей восстановление плотности возможно путем подтяжки винтов r и s . Для того чтобы допустить небольшие перемещения вытеснителя (например, при попадании песчинки между ним и цилиндром), между валом и втулкой-эксцентрикром p заложена упругая деталь t ; для компенсации износа служит установочный винт u .



Фиг. 233. Усовершенствованное распределение компрессора Гюттнера.

Самым слабым местом этой конструкции, помимо износа цилиндра и вытеснителя, о котором мы уже упоминали и который не компенсируется непосредственно (как в обычных машинах поршневыми кольцами), является кулиса f ; несмотря на применение наилучших материалов, происходит обычно выкрашивание ее краев. Внизу компрессора помещен маслоотделитель с отбойником d , а также g и e ; со дна маслоотделителя смазка по трубе h через фильтр i и сопло k возвращается через a в компрессор. В новейших машинах применен специальный язычок (фиг. 233), открывающий впуск и выпуск пара (нижняя фигура) и закрывающий их вблизи мертвой точки (верхняя фигура). Помимо быстроходности (750—1500

об/мин), позволяющей соединить на одном валу с электромотором, достоинством этого компрессора являются высокие коэффициенты. Опыты Планка, Краузе и Тамма с компрессором в 2000 норм. кал/час с характеристикой:

Диаметр цилиндра D мм	136,75
Диаметр вытеснителя d мм	131,75
Длина вытеснителя l мм	60,0
Число об/мин n	1000
Часовой объем V_h м ³ /час	3,792

дали следующие результаты:

ТАБЛИЦА 51

Влияние температуры конденсации (при $t_o = -10^\circ \text{C}$, $t_u = +15^\circ \text{C}$, $n = 1\,000$ об/мин)

Температура конденсации $t^\circ \text{C}$	20	25	30	35	40
Отношение давлений p/p_o	2,95	3,46	4,02	4,61	5,36
Коэффициент подачи λ_o	0,825	0,812	0,80	0,787	0,775
Индикаторный коэффициент полезного действия η_i	0,755	0,741	0,729	0,719	0,710

ТАБЛИЦА 52

Влияние температуры испарения (при $t = +20^\circ \text{C}$, $t_u = +15^\circ \text{C}$, $n = 1\,000$ об/мин)

Температура испарения $t_o^\circ \text{C}$	-5	-10	-15	-20	-25
Отношение давлений p/p_o	2,41	2,95	3,63	4,51	5,66
Коэффициент подачи λ_o	0,85	0,83	0,81	0,769	0,696
Индикаторный к. п. д. η_i	0,79	0,77	0,74	0,71	0,655

ТАБЛИЦА 53

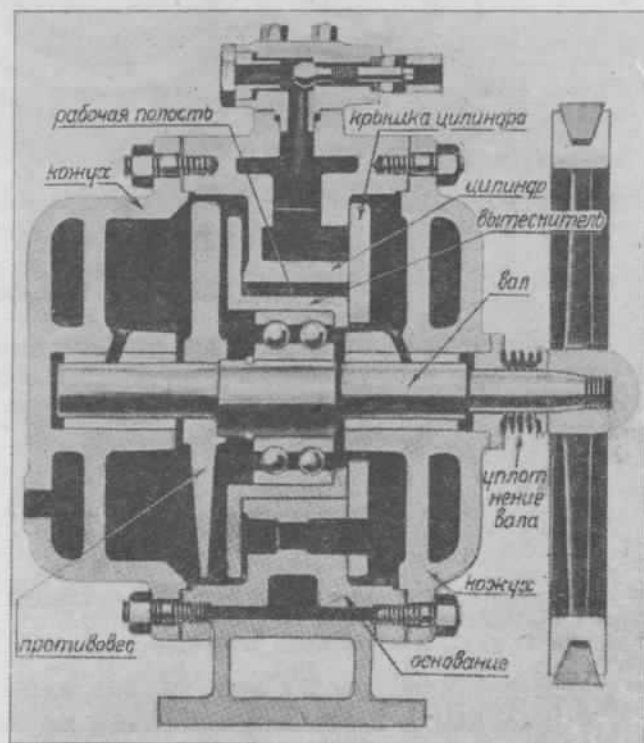
Влияние числа оборотов (при $t_o = -5^\circ \text{C}$, $t = +25^\circ \text{C}$, $t_u = +15^\circ \text{C}$, $p/p_o = 2,825$)

Число об/мин n	600	800	1\,000	1\,200	1\,450
Коэффициент подачи λ_o	0,84	0,85	0,842	0,82	0,775
Индикаторный к. п. д. η_i	0,81	0,82	0,823	0,78	0,72

Механический коэффициент для „нормальных“ условий составлял около 0,7 при $p_{тр} = 1,8 \text{ кг/см}^2$. Путем менее плотной пригонки можно достигнуть повышения η_m до 0,8, причем, однако, убывают другие коэффициенты (из-за неплотностей).

Для уменьшения инерционных сил в вытеснителе делаются выемки с целью приблизить его центр тяжести к оси вала; в более крупных машинах иногда ставят два ротора под углом в 180° в целях динамического уравнивания.

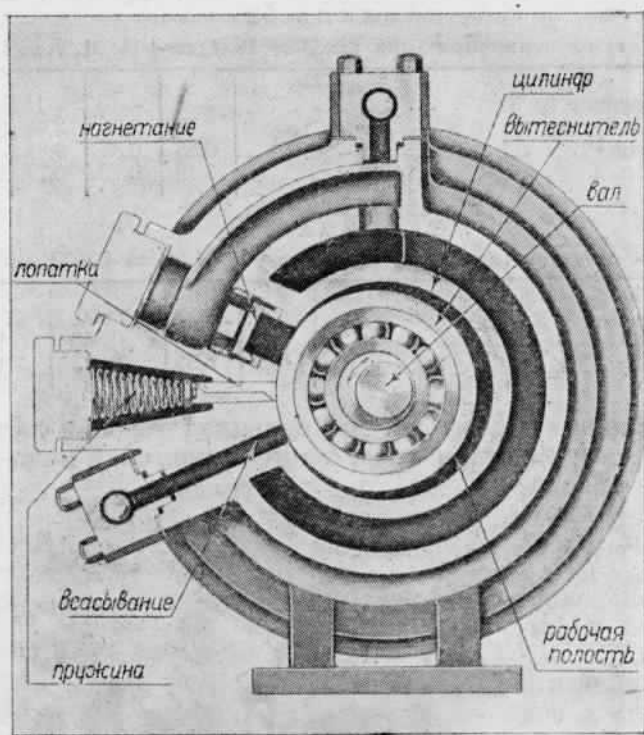
Вопрос бокового уплотнения ротора удачно разрешен в компрессоре Ролаффа, изготовляемом Чикагскими заводами Норж (Norge) и Стро (Stroh) для малых машин до 6 000 станд. кал/час (фиг. 234 и 235), работающих SO_2 . Вытеснитель (ротор) перемещается в цилиндре качением с очень небольшим скольжением, вызываемым трением о неподвижную лопатку и на торцах. Лопатка эта прижимается к вытеснителю силой пружины и давлением масла, находящегося во всем корпусе компрессора под давлением нагнета-



Фиг. 234. Компрессор Ролаффа.

масла, находящегося во всем корпусе компрессора под давлением нагнета-

ния. А так как в рабочей полости давление в среднем ниже, чем давление нагнетания, то масло прижимает ротор по оси к цилиндру; ротор вставлен в цилиндр телескопически. Благодаря этому торцевые его поверхности после некоторого периода работы пришлифовываются к соответствующим поверхностям статора и дают идеальное уплотнение, не уменьшающееся со временем. Приспособления для компенсации износа по цилиндрической поверхности на эскизе фиг. 234 и 235 не указаны.



Фиг. 235. Компрессор Ролаффа.

В лопаточной машине фиг. 231 равномерный износ цилиндра не создает сам по себе неплотности; все же для компенсации его имеются винты, позволяющие при переборке машины изменить положение оси вала по отношению к оси цилиндра.

УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ К ГЛАВЕ VI.

А. На русском языке:

1. Асланов Г. и Фомин А., Холодильные машины малой мощности завода „Котлоаппарат“, „Холодильное дело“, № 11—12, Москва 1930.
2. Планк Р., Американская холодильная техника, ГНТИ, 1931.

Б. На английском языке.

3. Churchill J. B., Domestic Refrigerating Machinery, Refrigerating Engineering, Vol. 18, No. 5, 6, New York 1929.
4. Van Deventer H. R., The Patent Situation in Enclosed Motor Refrigeration, Refrigerating Engineering, Vol. 21, No. 1, New-York 1931.
5. Hull H. B., Household Refrigeration, Nickerson & Collins, Chicago 1928.
6. Macintire H. J., Handbook of Mechanical Refrigeration, John Wiley & Sons, New York 1928.

7. The Membrane Compressor, Ice & Cold Storage, Vol. XXXII, No. 377, London Aug. 1929.

8. Moyer James A. & Fittz Raymond U., Refrigeration including Household Automatic Machines Mc. Graw-Hill, New York 1928.

9. Philipp L. A. & Spreen C. C., Household Refrigeration, Refrigerating Engineering, Vol. 13, No. 10, 12, Vol. 14, No. 2, 5, Vol. 15, No. 1, New York 1927, 28.

10. De Remer J. G., A Mercury Compressor Evolved from the Archimedes Screw Pump, Refrigerating Engineering Vol. 1, No. 5, New-York, May 1927.

11. De Remer J. C. & Ayres R. W., A Hermetically Sealed Refrigerating Machine Using the Mercury Compressor. Refrigerating Engineering, Vol. 14, No. 6, New York, Dec. 1927.

12. Tavanlar E. J., Comparative Tests of Lubricants for a Rotary Ammonia Compressor Refrigerating Engineering, Vol. 19, No. 2, New-York, Feb. 1930.

13. Transatlantic Types of Automatic Refrigerators, Cold Storage & Produce Review, Vol. XXXII, No. 371, London, Feb. 1929.

14. Williams E. T., Shaft Seals for Small Refrigerating Machines, Refrigerating Engineering, Vol. 17, No. 3, New York 1929.

B. На немецком языке.

15. Blase W. Übersicht über Amerikanische Kleinkältemaschinen, Die Kälte-Industrie, Jahrg. XXVII, No. 4, Hamburg 1930.

16. Dick C., Mittel zur Erhöhung der Leistungsfähigkeit von Kältemaschinen kleinerer und mittleren Leistung. Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 35, Heft 3, Berlin 1928.

17. Döderlein W. Gustav, Verbilligung und Verbesserung (Rationalisierung) im Klein und Grosskältemaschinenbau. Zeitschrift f. d. gesamte Kälteindustrie, Jahrg. 34, Heft 1, Berlin 1927.

18. Krause, Die Kältemaschinen an der Leipziger Messe, Zeitschrift f. d. gesamte Kälte Industrie, Jahrg. 37, Heft 4, Berlin 1930.

19. Leistungsversuche an einer Kleinkältemaschine der Maschinenfabrik Esslingen, Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 35, Heft 3, Berlin 1928.

20. Ostertag P., Leistungsproben an einigen Kleinkältemaschinen Autofrigor, Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jarg. 34, Heft 5, Berlin 1927.

21. Plank R., Drehkolbenmaschinen als Kraft- und Arbeitsmaschinen, Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie Jahrg. 29, Heft 10, Berlin 1922.

22. Plank R., Haushalt-Kältemaschinen, Verlag Julius Springer, Berlin 1928.

23. Plank R., Krause M., Tamm W., Kleinkältemaschinen mit Drehkolbenkompressoren, Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure (VDI), Bd. 69, No. 13, 15, Berlin 1925.

24. Reif Ed. Kleinkühlanlagen für Gewerbe und Haus, Verlagsbuchhandlung Carl Marhold, Halle (Saale) 1927.

25. R. W. M., Quecksilberverdichter nach dem Prinzip der archimedischen Schraube, Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie, Jahrg. 36, Heft 3, Berlin 1929 — (реферат по статье 10 и 11)

26. Stetefeld Richard, Deutsche Kühltechnik im Haushalt, Verlag Konrad Wittwer, Stuttgart 1930.

ПРИЛОЖЕНИЯ

1. Проекты промтипов аммиачных компрессоров.

Приводимые ниже проекты стандартов, разработанные при непосредственном участии и руководстве авторов книги, охватывают нормальные типы машин, предназначенные для массового изготовления; все особые частные случаи заранее не могут быть типизированы. Когда те или иные условия станут часто встречаться, соответствующая конструкция машины может быть стандартизована. Установление стандартных типов отнюдь не уменьшает необходимости научно-исследовательской работы как в пределах типа, так и для отыскания новых типов.

ПРОМТИП		ПРОЕКТ	М Е Т А Л Л	
НКТП	СССР		Холодильные уста- новки	460
ВОМТ		Аммиачные компрессоры для одноступенчатого сжатия		

Стандартным типом аммиачного компрессора одноступенчатого сжатия устанавливается прямоточный, быстроходный, многоцилиндровый вертикальный компрессор.

Конструктивное выполнение этого типа компрессора устанавливается следующее:

1. Рама — закрытый картер, находящийся во время работы под давлением всасывания.
2. Цилиндр — отъемный от картера, имеющий в верхней части водяную рубашку.
3. Число цилиндров не менее двух.
4. Для компрессоров холодопроизводительностью до 160 000 норм. кал/час включительно допускается отливка двухцилиндрового блока приставного к картеру; у компрессоров же выше этой холодопроизводительности цилиндры отдельные.
5. Нормальный тип клапана — шпиндельный; при этом, однако, должна быть предусмотрена возможность замены его на пластинчатый.
6. Нагнетательные клапаны располагаются в так называемой ложной или безопасной крышке, которая прижимается сверху и удерживается на месте мощными буферными пружинами, имеющими своей верхней опорой крышку цилиндра.
7. Всасывающие клапаны в свободном состоянии слегка отжимаются пружинами, уравновешивающими вес клапана.
8. Компрессор выполняется без крейцкопфа; для восприятия бокового усилия поршень делается удлиненным, с окнами для прохода газа.
9. Предохранительный клапан выполняется в виде чугунной пластинки и устанавливается на специальной линии, соединяющей нагнетательное пространство над безопасной крышкой со всасывающей линией.
10. Для компрессоров холодопроизводительностью от 160 000 норм. кал/час присоединение магистральных трубопроводов должно допускать подводку их как верхом, так и низом.
11. Смазка компрессора — под давлением, от насоса, приводимого с торца вала.
12. Сальник уплотняет вращающийся коленчатый вал при выходе его из картера. Сальниковая набивка — прографиченные хлопчатобумажные кольца со свинцовыми манжетами. Сальник должен иметь фонарь для масла, подаваемого под давлением, превышающим давление аммиака в картере.
13. Облегчение пуска компрессора в ход достигается сообщением сторон всасывания и нагнетания через обводной ventиль.
14. Каждый цилиндр компрессора должен иметь для контроля работы две термометровых вставки и индикаторный штуцер.
15. Компрессор должен иметь манометр, указывающий избыточное давление масла.

ПРОТИП НЕТИ ССОР ВОИТ			ГРАДИАНЦИЯ АМЛИАНЦИХ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ПРЯМОТОЧНЫХ КОМПРЕССОРОВ							ПРОЕКТ И Б Т А Л Л			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	ХОЛОДИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ			461	
№ модели компрессора	№ модели цилиндра	кал/час на 1 цилиндр при $t_0 = -10^\circ\text{C}$, $t = +25^\circ\text{C}$, $t_u = +15^\circ\text{C}$	число цилиндров	Холодопроизводительность			n об/мин	S/D	c _m м/сек	D мм	S мм	V _h м³/час	λ ₀
				кал/час при $t_0 = -10^\circ\text{C}$, $t = +25^\circ\text{C}$, $t_u = +15^\circ\text{C}$	кал/час при $t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t = +30^\circ\text{C}$, $t_u = +23^\circ\text{C}$								
1	1	15 000	2	30 000 — 31 800	20 000	500	1,0	1,83	110	110	62,8	0,71 — 0,75	
2	2	30 000	2	60 000 — 61 800	42 000	375	1,0	1,88	150	150	119,5	0,74 — 0,75	
3	3	50 000	2	95 000 — 100 000	70 000	375	1,0	2,18	175	175	189,5	0,75 — 0,78	
4	4	80 000	2	160 000 — 164 000	115 000	375	1,0	2,56	205	205	305,0	0,78 — 0,80	
5	5	125 000	2	250 000 — 256 000	175 000	300	1,0	2,50	250	250	442,0	0,84 — 0,86	
6	5	125 000	3	375 000 — 384 000	260 000	300	1,0	2,50	250	250	668,0	0,84 — 0,86	
7	5	125 000	4	500 000 — 512 000	350 000	300	1,0	2,50	250	250	884,0	0,84 — 0,86	
8	6	220 000	3	660 000 — 668 000	465 000	273	1,15	3,10	295	340	1 143,0	0,855 — 0,865	
9	6	220 000	4	880 000 — 890 000	620 000	273	1,15	3,10	295	340	1 524,0	0,855 — 0,865	

1. Условные обозначения:

S — ход поршня; D — диаметр цилиндра; n — число оборотов; c_m — средняя скорость поршня; V_h — часовой объем, описываемый поршнем; λ_0 — коэффициент подачи.

2. Числа оборотов 273, 300, 375 и 500 в минуту ориентированы на ряд чисел, допускающих возможность применения синхронных моторов.

3. Модель № 9 (620 000 кал/час при $t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t = +30^\circ\text{C}$, $t_u = +25^\circ\text{C}$) устанавливается верхним пределом времени.

4. Основными графами являются 3, 4, 5, 6, 7. Величина λ_0 и подбор S и D — ориентировочны и подлежат экспериментальному и конструкторскому уточнению.

ПРОМТИП		ПРОЕКТ	М Е Т А Л Л	
НКТП	СССР	Аммиачные компрессоры для двухступенчатого сжатия	Холодильные уста- новки	462

Стандартным типом аммиачного компрессора для двухступенчатого сжатия устанавливается „компаунд-компрессор“, составленный из двух горизонтальных компрессоров двойного действия на одном общем валу. При этом в качестве ступени высокого давления берется нормальный горизонтальный двухдействующий компрессор, для ступени же низкого давления берется тот же самый компрессор, но с увеличенным диаметром цилиндра.

Конструктивное выполнение компрессоров одноступенчатого сжатия, предназначенных для компаундирования, устанавливается следующее:

1. Рама — вильчатая, допускающая осуществление правой и левой моделей, с креплением цилиндра по плоскости, перпендикулярной к оси, и с дополнительной опорой под цилиндром.

2. Направляющие крейцкопфа цилиндрические.

3. Башмаки крейцкопфа отъемные.

4. Конструкция крейцкопфа должна допускать легкую регулировку линейного вредного пространства.

5. Весь механизм движения компрессора закрытый.

6. Вся смазка компрессора под давлением. Аппаратов, подающих смазку 2: один для компрессорного рефрижераторного масла, другой — для машинного.

7. Клапаны полые шпиндельные или пластинчатые устанавливаются в корпусе цилиндра радиально в клапанных коробках.

8. Всасывающие клапаны должны допускать возможность принудительного подъема их для облегчения пуска компрессора в ход.

9. Сальниковая набивка металлическая с пружинным нажимом.

10. Предохранительный клапан выполняется в виде чугунной пластинки.

11. Крышки цилиндра плоские.

12. Конструкция крышки цилиндра должна предусматривать возможность устройства для регулирования холодопроизводительности машины путем изменения величины вредного пространства.

13. Водяная рубашка в нормальном цилиндре не обязательна. При отсутствии рубашки обязательен ввод смазки непосредственно в цилиндр. Цилиндр низкого давления водяной рубашки не имеет.

14. Конструкция цилиндра компрессора должна допускать возможность присоединения двух всасывающих и двух нагнетательных магистралей (раздельные полости всасывания и нагнетания).

15. При каждом компаунд-компрессоре необходим ресивер с поплавковым регулирующим вентилем, поддерживающим высоту жидкого аммиака в нем на определенном уровне. Подвод аммиака к цилиндру высокого давления должен быть обеспечен в состоянии сухого насыщенного пара.

16. На каждом цилиндре компрессора должны быть для контроля работы машины по два манометра, по два термометровых вставки и по два индикаторных штуцера.

Временно допускается производство горизонтальных компрессоров, входящих в виде ступени высокого давления в компаунд-машину, для работы в качестве компрессора одноступенчатого сжатия как в виде машины ординарной, так и двояной с общим валом.

ПРОМТИП		ПРОЕКТ						М Е Т А Л Л		
НКТП СССР		Градация горизонтальных компрессоров двойного действия для двухступенчатого сжатия						Холодильные установки		463
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
№ модели компрессора	№ модели цилиндра	Холодопроизводительность кал/час $t_0 = -27,0^\circ\text{C}$ $t = +37,5^\circ\text{C}$	n об/мин	c_m м/сек	Цилиндр высокого давления			Цилиндр низкого давления		
					D_1 мм	S_1 мм	V_{h1} м³/час	D_2 мм	S_2 мм	V_{h2} м³/час
1	1	560 000	200	3,0	350	450	1 015	540	450	2 440
2	2	770 000	187	3,12	400	500	1 380	620	500	3 310
3	3	950 000	167	3,05	450	550	1 710	700	550	4 100

1. Условные обозначения:

S — ход поршня; D — диаметр цилиндра; n — число об/мин; c_m — средняя скорость поршня; V_h — часовой объем, описываемый поршнем.

2. Числа оборотов 200, 187 и 167 в минуту ориентированы на ряд чисел, допускающих возможность применения синхронных моторов.

3. В таблице градаций основными являются графы 3 и 4; остальные даны как ориентировочные.

4. Настоящая градация дана для работы только на низкую температуру испарения и дает соотношение $\frac{V_{h2}}{V_{h1}}$, соответствующее в основном равному распределению работ по цилиндрам и оптимальной температуре в промежуточном сосуде. При наличии добавочной холодопроизводительности Q_{01} при высокой температуре t_{01} соотношение $\frac{V_{h2}}{V_{h1}}$ изменится, и для каждого случая машины должно подбираться особо с отступлением в размерах ц. н. д. от вышеуказанной градации.

5. Цилиндр высокого давления компаунд-машины может быть использован как одноступенчатый компрессор холодопроизводительностью:

Модель цилиндра № 1—500 000 норм. кал/час (при $t_0 = -10^\circ$, $t = +25^\circ$, $t_a = +15^\circ\text{C}$).

Модель цилиндра № 2—700 000 " " " " " "

Модель цилиндра № 3—900 000 " " " " " "

Для получения больших мощностей применяется спаривание двух цилиндров высокого давления на одном валу

2·700 000 = 1 400 000 норм. кал/час при $t_0 = -10^\circ$, $t = +25^\circ$, $t_a = +15^\circ\text{C}$.

2·900 000 = 1 800 000

6. Цилиндр низкого давления компаунд-компрессора не может быть использован в качестве одноступенчатого компрессора из-за несоответствия в этом случае размеров механизма движения передаваемой мощности.

ПРОМТИП		ПРОЕКТ		М Е Т А Л Л	
НКТП СССР		Аммиачные компрессоры, работающие по способу „мюльтипл-эффект“		Холодильные установки	
ВОМТ				464	

Определение. Способ сжатия „мюльтипл-эффект“ состоит в том, что рабочая полость цилиндра компрессора, нормально всасавшего пар из испарителя низкого давления, в конце хода всасывания соединяется с испарителем высокого давления; при этом некоторое количество пара высокого давления входит в цилиндр, сжимая находящийся в нем пар низкого давления; смесь пара сжимается затем поршнем и нагнетается в конденсатор.

Стандартным типом компрессора для работы по способу „мюльтипл-эффект“ является вертикальный компрессор простого действия совершенно закрытого типа со щелями, открываемыми поршнем вблизи нижней мертвой точки.

Конструктивные требования. За исключением цилиндра, поршня и отчасти арматуры, все остальные элементы компрессоров соответствуют промтипу 460, и компрес-

соры, работающие по способу „мюльтип-эффект“, осуществляются путем замены цилиндра и поршня компрессора на соответственно измененные.

В компрессорах „мюльтип-эффект“, в случае прямого типа (всасывание пара низкого давления через поршень), поршень должен иметь три группы колец, а именно: 1) разделяющую рабочий объем цилиндра и ввод пара высокого давления; 2) разделяющую вводы высокого и низкого давлений; 3) нижнюю — между вводом низкого давления и картером. Расстояние между группами колец и соответственно длины поршня и цилиндра должны быть таковы, чтобы разделение не нарушалось ни в одной точке хода.

Ввод пара высокого давления испарения должен производиться через отверстия (щели) в стенках цилиндра, открываемые поршнем вблизи нижней мертвой точки хода.

В установках с компрессорами, работающими по способу сжатия „мюльтип-эффект“, рекомендуется двухступенчатое регулирование.

Градации компрессоров „мюльтип-эффект“ по холодопроизводительности, получаемой на низком давлении испарения, в случае отсутствия добавочного выпуска „мюльтип-эффект“, и по основным размерам (S , D , n , число цилиндров) соответствует протипу 461.

Добавочная холодопроизводительность при высоком давлении испарения является величиной переменной, переменным же является и возрастание холодопроизводительности низкого давления от двухступенчатого регулирования.

ПРОМСТАНДАРТ		ПРОЕКТ	М Е Т А Л Л	
НЕТН	СССР		Холодильные установочные типы	266
ВОМТ		Малые холодильные машины		

Стандартный тип малой холодильной машины охватывает мощности от 2500 до 22 000 кал/час при температуре испарения -10° , температуре поступающей на конденсатор воды $+10^{\circ}$ и температуре отходящей воды $+20^{\circ}$ Ц.

Стандартная малая холодильная машина работает по компрессионной системе и сухим ходом; холодильным агентом является аммиак.

Составными элементами стандартной холодильной машины являются:

- а) вертикальный прямоходный компрессор;
- б) горизонтальный трубчато-кожуховый конденсатор, помещенный под компрессором;
- в) обычная арматура (маслоотделитель и пр.);
- г) автоматические предохранительные и регулирующие приборы, монтируемые преимущественно на самой машине.

В случае если машина работает на охлаждение камер, рекомендуется применение непосредственного испарения.

Привод компрессора осуществляется от электромотора ременной передачей с ленинсом, причем мотор и ленинск монтируются на одной общей станине с компрессором и конденсатором.

В зависимости от примененных автоматических приборов малые машины разделяются на а) полуавтоматы и б) автоматы.

В полуавтоматических установках в зависимости от потребности в охлаждении производятся от руки следующие действия: пуск охлаждающей воды конденсатора, пуск компрессора, остановка компрессора, остановка охлаждающей воды, иногда регулировка количества последней, а также запирающие (при наличии нескольких камер или испарителей) запорных аммиачных вентилей у выхода из этих систем для их выключения.

В автоматических установках все эти действия выполняются автоматическими приборами.

В автоматических установках все имеющиеся ручные запорные вентили между отдельными частями установки, а также вентили (или пробки) для наполнения системы холодильным агентом, для перепуска масла из маслоотделителя в картер и для вливания масла в картер должны быть закрыты колпачками, пломбируемыми после наладки автомата на месте установки, для недопущения их перестановки кем-либо, кроме инструкторов.

В полуавтоматических машинах, кроме оставляемых свободными вентилей для выключения отдельных камер или испарительных систем, все остальные вентили также снабжаются защитными колпачками, могущими пломбироваться по усмотрению потребителя для недопущения их перестановки кем-либо кроме лиц, ответственных за данную установку.

Как в полуавтоматических, так и автоматических машинах должны иметься также: а) рубильник электромотора и б) водяной запорный кран.

В автоматических, а также в тех полуавтоматических машинах, в которых пуск компрессора после остановки его автоматическим прибором происходит также автоматически, должны применяться короткозамкнутые электромоторы, причем в зависимости от необходимого пускового момента должна учитываться повышенная мощность ввода.

Во всех малых машинах, независимо от наличия других автоматических приборов, должны иметься пружинные предохранительные клапаны, соединяющие сторону нагнетания со стороной всасывания при чрезмерном давлении нагнетания. Обратные клапаны между компрессором и конденсатором не должны применяться.

Настоящий тип является стандартным исключительно для стационарных холодильных установок.

Малые машины выполняются следующей производительности в нормальных калориях

1) 2500 кал/час	5) 11 000 кал/час
2) 3500 " "	6) 15 000 " "
3) 5300 " "	7) 22 000 " "
4) 7500 " "	

причем четные номера (2, 4, 6) имеют самостоятельные модели компрессоров (см. следующий проект 267), а нечетные модели, с пониженной производительностью, осуществляются путем установки тех же компрессоров, что и в четных моделях, но с пониженным числом оборотов.

Модель 7 осуществляется путем применения, с понижением производительности путем понижения числа оборотов, нормального компрессора на 30 000 норм. кал/час, тип которого установлен промстандартом на нормальные (вертикальные) холодильные машины (средней и большой мощности).

Помимо испытания отдельно компрессора и конденсатора (см. проекты 267 и 268) устанавливается для малой холодильной машины в целом воздушная проба с обмывкой мыльной водой воздушным давлением в 14 ат для стороны высокого давления и в 10,5 ат для стороны низкого давления. Автоматические приборы на собранной установке испытываются путем создания условий, приводящих их в действие (например, путем остановки подачи воды на конденсатор).

ПРОМСТАНДАРТ		ПРОЕКТ	МЕТАЛЛ	
НКТП	СССР		Холодильные установки	267
ВОМТ		Аммиачные компрессоры для малых холодильных машин	типы	

Стандартный компрессор для малой холодильной машины выполняется вертикального двухцилиндрового прямогоходного типа с картером, заполненным аммиаком под давлением всасывания.

Цилиндры выполняются в виде одной общей чугунной отливки с картером.

Прокладной поршень снабжен в верхней части 3—4 рабочими кольцами, в нижней части — двумя кольцами, препятствующими чрезмерному забрасыванию масла в рабочую полость, для чего нижняя кольцевая канавка снабжена соответствующей кольцевой выточкой и сверленными стоками.

Всасывающий клапан один, шпиндельно-тарельчатого типа, помещается в поршне центрально и в спокойном состоянии несколько отжат пружинной вверх.

Нагнетательный клапан один, шпиндельно-тарельчатый или пластинчатый, помещается в ложной крышке или же выполняется во все сечение цилиндра и заменяет собой ложную крышку.

Компрессор снабжен предохранительным пружинным клапаном, перепускающим в случае чрезмерного давления нагнетания аммиак из крышки в полость всасывания.

Смазка осуществляется путем разбрызгивания в картере.

Рекомендуется выполнение уплотнения сальника с помощью металлического кольца соединенного с картером газонепроницаемой мембраной и прижимаемого к насаженному на валу на вал кольцо или защелку силой нажатия пружины и давления аммиака в картере

Устанавливается нижеследующая градация компрессоров для малых машин:

№ по порядку	Холодопроизводительность в «нормальных» калориях Q_0	Число об/мин n	Расходуемая мощность в л.с. N_c	Производство механического и инд. в. п. д. $\eta_{м.т.м.}$	Ход и диаметр поршня в мм S, D	Часовой объем, описанный поршнем $\frac{m^3}{час} V_h$	Коэффициент подачи λ_0	Средняя скорость поршня в м/сек c_m
1	2500	360	1,6	0,37	61	—	—	—
2	3500	500	2,2	0,37	60	10,3	0,5	1,0
3	5300	360	2,6	0,47	75	—	—	—
4	7500	500	3,7	0,47	75	19,9	0,56	1,25
5	11 000	370	4,7	0,54	90	—	—	—
6	15 000	500	6,5	0,54	90	34,4	0,645	1,5
7	22 000	370	9,0	0,57	110	46,5	0,71	—

Последняя (7-я) модель является промежуточной и осуществляется путем снижения с 500 до 370 об/мин числа оборотов машины в 30 000 норм. кал/час, тип которой установлен промстандартом на нормальные (вертикальные) компрессоры средних и больших мощностей.

В настоящей таблице обязательными являются лишь первые две цифры (холодопроизводительность и число оборотов); остальные данные — лишь весьма приближенные, так как они могут меняться в зависимости от улучшения коэффициентов подачи и полезного действия, вопрос о которых разрешим лишь экспериментально.

ПРОМСТАНДАРТ		ПРОЕКТ	М Е Т А Л Л	
НКТП	СССР		Холодильные установки	269
ВОМТ		Автоматика для малых холодильных машин	типы	

Классификация и определения.

1. Малые холодильные машины по количеству и виду автоматических приборов, которыми они снабжены, подразделяются на полуавтоматы и автоматы.

2. Автоматические приборы по выполняемым ими функциям подразделяются: 1) на приборы контролирующие, т. е. предохраняющие холодильную машину от аварий и чрезмерного износа, и 2) на приборы, регулирующие работу холодильной машины, т. е. поддерживающие определенное, заранее установленное соответствие между внутренней работой холодильной машины и внешними условиями ее работы.

3. Полуавтоматические установки снабжаются только комплектом приборов первого рода.

Автоматические установки снабжаются автоматическими приборами первого и второго рода.

4. Как автоматические, так и полуавтоматические установки могут быть одноиспарительными, т. е. обслуживать только один испаритель, один ледогенератор или одну батарею, или многоиспарительными, т. е. обслуживать несколько испарителей, ледогенераторов, батарей в разных комбинациях.

РАЗДЕЛ I.

Каждая полуавтоматическая малая установка снабжается комплектом автоматических приборов, предназначенных для обеспечения полной безопасности работы и элементарной правильности даже при недостаточной квалификации и небрежности обслуживающего персонала по следующему списку:

А. В одноиспарительной системе:

1. Выключатель наибольшего давления манометрового типа с меркисом, включенным последовательно в цепь приводного мотора компрессора или его реле.
2. Барорегулирующий вентиль.

Б. В многоиспарительной системе.

1. Выключатель наибольшего давления манометрового типа с меркисом.
2. Барорегулирующие вентили — по одному на каждую камеру (или испаритель). Кроме того, многоиспарительные автоматические установки должны иметь:
3. На линии выхода аммиака из каждой камеры (или испарителя) по одному ручному запорному вентилю.

РАЗДЕЛ II.

Каждая автоматическая холодильная установка снабжается комплектом приборов, обеспечивающих вполне безопасную работу установки, а также комплектом регулирующих приборов, которые обеспечивают правильный режим работы установки по следующему списку:

А. Одноиспарительная система.

1. Выключатель наибольшего давления манометрового типа с меркисом, включенным последовательно в цепь приводного мотора компрессора или его реле.
2. Барорегулирующий вентиль.
3. Водорегулятор, т. е. регулятор подачи охлаждающей воды, в зависимости от давления в конденсаторе, или

3а. Устройство, прекращающее подачу воды на конденсатор при остановке компрессора (например в виде центробежной муфты) и пускающее ее вновь при пуске компрессора.

4. Термостат в камере или испарителе с меркнидом, который автоматически останавливает и пускает мотор компрессора через реле.

Б. Многоиспарительная система.

1. Выключатель наибольшего давления манометрового типа с меркнидом, включенным последовательно в цепь приводного мотора компрессора или его реле.
2. Барорегулирующие вентили — по одному на каждую камеру (или испаритель).
3. Электромагнитные запорные вентили на линии выхода аммиака из камеры (или испарителя) — по одному на каждую камеру.
4. Подорегулятор, или
- 4а. Устройство, прекращающее подачу воды на конденсатор при остановке компрессора и пускающее ее вновь при пуске компрессора.
5. Термостаты с двумя меркнидами, выключающими электромагнитные запорные вентили, и параллельный ток в реле приводного мотора — по одному на каждую камеру (или испаритель).

Указанные в пп. 3 и 5 настоящего раздела электромагнитные вентили и меркниды соединены в электрическом отношении следующим образом:

- а) Камерная пара — электромагнитный вентиль каждой камеры с меркнидом термостата той же камеры — последовательно.
- б) Все камерные пары, упомянутые в предыдущем пункте, включаются между собой параллельно.
- в) Вся группа, состоящая из параллельно включенных пар, указанных выше, включается последовательно с выключателем наибольшего давления в цепь приводного мотора компрессора или его реле.

Из пояснений к проекту 269:

Выбор пружинного предохранительного клапана для малых холодильных машин объясняется тем, что по миновании опасности, т. е. когда давление нагнетания входит в норму, этот клапан автоматически закрывается и не препятствует нормальной работе машины, между тем как предохранительные пластинки, обладающие рядом преимуществ и принятые комиссией для больших холодильных машин, после каждого разрыва, т. е. порабатав один раз, требуют вмешательства опытного обслуживающего персонала для замены их новыми пластинками, уничтожая тем самым автоматически работу установки.

Пружина клапана должна быть тарирована на достаточно высокое давление, чтобы он не пропускал при обычной работе в ущерб экономичности машины, как это иногда случается. Он должен быть установлен на большее давление, чем выключатель наибольшего давления с меркнидом.

2. Тепловые таблицы

ТАБЛИЦА 1

Таблица паров для аммиака

Тем- пера- тура °C	Давл. (атм.) p кг/см ²	Объем		Объемн. вес		Энтальпия		Энергия		Укрытая теплота испарения		Энтальпия		Энтальпия		$r = \frac{s'' - s'}{T}$ кал/кг
		Жид. кости v' л/кг	Сух. пара v'' м ³ /кг	Жид. кости γ' кг/л	Сух. пара γ'' кг/м ³	Жид. кости t' кал/кг	Сухого пара t'' кал/кг	Жид. кости u' кал/кг	Сухого пара u'' кал/кг	Общая $r = t'' - t'$ кал/кг	Внутр. $\rho = u'' - u'$ кал/кг	Внешн. $\Delta P(t'' - t')$ кал/кг	Жид. кости s' кал/кг	Сухого пара s'' кал/кг		
— 50	0,4168	1,4245	2,6170	0,7020	0,382	— 53,83	284,14	— 53,84	288,60	337,97	312,44	25,53	— 0,2169	1,2980	1,5149	
— 49	0,4421	1,4269	2,4776	0,7008	0,403	— 52,78	284,55	— 52,79	288,90	337,32	311,68	25,64	— 0,2122	1,2990	1,5052	
— 48	0,4686	1,4293	2,3471	0,6996	0,425	— 51,72	284,95	— 51,74	289,19	336,66	310,92	25,75	— 0,2015	1,2881	1,4956	
— 47	0,4964	1,4318	2,2246	0,6984	0,449	— 50,66	285,35	— 50,68	289,49	336,00	310,16	25,85	— 0,2028	1,2833	1,4861	
— 46	0,5256	1,4342	2,1096	0,6972	0,474	— 49,60	285,75	— 49,62	289,78	335,34	309,40	25,95	— 0,1981	1,2785	1,4766	
— 45	0,5562	1,4367	2,0015	0,6960	0,500	— 48,54	286,14	— 48,56	290,07	334,68	308,63	26,05	— 0,1935	1,2738	1,4673	
— 44	0,5882	1,4392	1,9000	0,6948	0,527	— 47,48	286,54	— 47,50	290,37	334,02	307,87	26,15	— 0,1889	1,2692	1,4581	
— 43	0,6217	1,4417	1,8045	0,6936	0,555	— 46,42	286,93	— 46,44	290,66	333,35	307,11	26,25	— 0,1843	1,2646	1,4489	
— 42	0,6568	1,4442	1,7146	0,6924	0,584	— 45,36	287,32	— 45,38	290,95	332,68	306,34	26,35	— 0,1797	1,2600	1,4397	
— 41	0,6935	1,4468	1,6300	0,6912	0,614	— 44,30	287,71	— 44,32	291,25	332,01	305,57	26,45	— 0,1751	1,2555	1,4306	
— 40	0,7318	1,4493	1,5503	0,6900	0,645	— 43,24	288,10	— 43,26	291,54	331,34	304,80	26,54	— 0,1705	1,2510	1,4215	
— 39	0,7719	1,4519	1,4752	0,6888	0,678	— 42,18	288,49	— 42,20	291,83	330,67	304,03	26,64	— 0,1660	1,2465	1,4125	
— 38	0,8137	1,4545	1,4045	0,6875	0,712	— 41,12	288,88	— 41,14	292,12	329,99	303,26	26,73	— 0,1615	1,2421	1,4036	
— 37	0,8573	1,4571	1,3377	0,6863	0,748	— 40,06	289,27	— 40,08	292,42	329,31	302,49	26,82	— 0,1570	1,2378	1,3948	
— 36	0,9028	1,4597	1,2746	0,6851	0,785	— 38,99	289,65	— 39,02	292,71	328,63	301,72	26,91	— 0,1525	1,2336	1,3861	
— 35	0,9503	1,4623	1,2151	0,6839	0,823	— 37,92	290,03	— 37,95	293,00	327,95	300,95	27,00	— 0,1480	1,2294	1,3774	
— 34	0,9999	1,4649	1,1589	0,6826	0,863	— 36,85	290,41	— 36,89	293,29	327,26	300,17	27,09	— 0,1435	1,2252	1,3687	
— 33	1,0515	1,4676	1,1058	0,6814	0,905	— 35,78	290,79	— 35,83	293,57	326,57	299,39	27,18	— 0,1390	1,2211	1,3601	
— 32	1,1052	1,4703	1,0555	0,6801	0,948	— 34,72	291,17	— 34,76	293,86	325,88	298,61	27,27	— 0,1346	1,2170	1,3516	
— 31	1,1610	1,4730	1,0080	0,6789	0,992	— 33,65	291,54	— 33,69	294,15	325,19	297,83	27,36	— 0,1302	1,2130	1,3432	
— 30	1,219	1,4757	0,9630	0,6777	1,038	— 32,58	291,91	— 32,62	294,43	324,49	297,05	27,44	— 0,1258	1,2090	1,3348	
— 29	1,279	1,4784	0,9204	0,6764	1,086	— 31,51	292,28	— 31,55	294,71	323,79	296,26	27,53	— 0,1214	1,2050	1,3264	
— 28	1,342	1,4811	0,8801	0,6752	1,136	— 30,44	292,64	— 30,48	294,98	323,08	295,47	27,62	— 0,1170	1,2011	1,3181	
— 27	1,407	1,4839	0,8418	0,6739	1,188	— 29,37	293,00	— 29,41	295,26	322,37	294,68	27,70	— 0,1126	1,1972	1,3098	
— 26	1,475	1,4867	0,8056	0,6726	1,242	— 28,29	293,36	— 28,34	295,54	321,66	293,88	27,78	— 0,1083	1,1934	1,3017	
— 25	1,546	1,4895	0,7712	0,6714	1,297	— 27,22	293,72	— 27,27	295,81	320,94	293,08	27,86	— 0,1040	1,1896	1,2936	
— 24	1,619	1,4923	0,7386	0,6701	1,354	— 26,14	294,07	— 26,20	296,08	320,22	292,27	27,94	— 0,0997	1,1858	1,2855	
— 23	1,695	1,4951	0,7076	0,6688	1,413	— 25,07	294,42	— 25,13	296,35	319,49	291,46	28,02	— 0,0954	1,1821	1,2775	
— 22	1,774	1,4980	0,6782	0,6676	1,474	— 23,99	294,77	— 24,06	296,62	318,76	290,65	28,10	— 0,0911	1,1784	1,2695	
— 21	1,856	1,5008	0,6502	0,6663	1,538	— 22,91	295,12	— 22,97	296,88	318,03	289,84	28,18	— 0,0868	1,1747	1,2615	

Таблица паров для аммиака
(продолжение)

Тем- пера- тура °C	Давл. (атм) p кг/см ²	Объем		Объемн. вес		Энтальпия		Энергия		Скрытая теплота испарения			Энтропия	
		Жид. кости v' л/кг	Сух. пара v'' л/кг	Жид. кости γ' кг/л	Сух. пара γ'' кг/л	Жид. кости i' кал/кг	Сухого пара i'' кал/кг	Жид. кости u' кал/кг	Сухого пара u'' кал/кг	Общая r = i'' - i' кал/кг	Внутр. φ = u'' - u' кал/кг	Внешн. ΔR(v'' - v') кал/кг	Жид. кости s' кал/кг °K	Сухого пара s'' кал/кг °K
+ 21	9,024	1,6426	0,1449	0,6086	6,904	+ 23,52	306,10	+ 23,16	275,44	282,58	252,28	30,31	+ 0,0824	1,0432
+ 22	9,314	1,6466	0,1406	0,6073	7,119	+ 24,66	306,27	+ 24,28	275,58	281,61	251,29	30,32	+ 0,0862	1,0405
+ 23	9,611	1,6507	0,1363	0,6058	7,339	+ 25,80	306,43	+ 25,41	275,71	280,63	250,30	30,34	+ 0,0900	1,0378
+ 24	9,915	1,6548	0,1322	0,6043	7,564	+ 26,94	306,59	+ 26,54	275,84	279,65	249,30	30,35	+ 0,0938	1,0351
+ 25	10,225	1,6588	0,1283	0,6028	7,785	+ 28,08	306,75	+ 27,67	275,97	278,66	248,30	30,36	+ 0,0976	1,0324
+ 26	10,544	1,6630	0,1245	0,6013	8,011	+ 29,24	306,89	+ 28,80	276,09	277,66	247,29	30,37	+ 0,1014	1,0297
+ 27	10,870	1,6672	0,1209	0,5998	8,273	+ 30,39	307,03	+ 29,93	276,21	276,65	246,28	30,38	+ 0,1052	1,0270
+ 28	11,204	1,6714	0,1174	0,5983	8,521	+ 31,54	307,17	+ 31,06	276,32	275,64	245,26	30,38	+ 0,1090	1,0243
+ 29	11,546	1,6757	0,1140	0,5968	8,775	+ 32,69	307,30	+ 32,20	276,43	274,62	244,23	30,39	+ 0,1128	1,0217
+ 30	11,895	1,6800	0,1107	0,5952	9,034	+ 33,84	307,43	+ 33,34	276,54	273,59	243,20	30,39	+ 0,1165	1,0191
+ 31	12,252	1,6844	0,1075	0,5937	9,300	+ 35,00	307,55	+ 34,48	276,64	272,55	242,16	30,39	+ 0,1203	1,0165
+ 32	12,617	1,6888	0,1045	0,5921	9,573	+ 36,16	307,67	+ 35,62	276,74	271,50	241,11	30,39	+ 0,1241	1,0139
+ 33	12,991	1,6932	0,1015	0,5906	9,852	+ 37,32	307,78	+ 36,76	276,83	270,45	240,06	30,38	+ 0,1278	1,0113
+ 34	13,374	1,6977	0,0986	0,5890	10,138	+ 38,48	307,88	+ 37,91	276,92	269,39	239,01	30,38	+ 0,1315	1,0087
+ 35	13,765	1,7023	0,0959	0,5875	10,431	+ 39,65	307,97	+ 39,06	277,01	268,32	237,95	30,37	+ 0,1352	1,0061
+ 36	14,165	1,7069	0,0932	0,5859	10,731	+ 40,82	308,06	+ 40,21	277,09	267,24	236,89	30,36	+ 0,1390	1,0035
+ 37	14,573	1,7115	0,0906	0,5843	11,038	+ 41,99	308,15	+ 41,36	277,17	266,15	235,82	30,34	+ 0,1427	1,0009
+ 38	14,990	1,7162	0,0881	0,5827	11,353	+ 43,16	308,23	+ 42,51	277,25	265,06	234,74	30,32	+ 0,1464	0,9984
+ 39	15,415	1,7209	0,0857	0,5811	11,675	+ 44,34	308,30	+ 43,66	277,32	263,96	233,66	30,30	+ 0,1501	0,9958
+ 40	15,850	1,7257	0,0833	0,5795	12,005	+ 45,52	308,37	+ 44,82	277,39	262,85	232,57	30,28	+ 0,1538	0,9933
+ 41	16,294	1,7305	0,0810	0,5779	12,343	+ 46,70	308,43	+ 45,97	277,45	261,73	231,48	30,25	+ 0,1575	0,9908
+ 42	16,747	1,7354	0,078~	0,5762	12,689	+ 47,88	308,49	+ 47,13	277,51	260,60	230,38	30,22	+ 0,1612	0,9882
+ 43	17,210	1,7404	0,0767	0,5746	13,042	+ 49,06	308,54	+ 48,29	277,57	259,47	229,28	30,19	+ 0,1649	0,9857
+ 44	17,682	1,7454	0,0746	0,5729	13,404	+ 50,24	308,58	+ 49,45	277,62	258,33	228,17	30,16	+ 0,1686	0,9832
+ 45	18,165	1,7504	0,0726	0,5713	13,774	+ 51,43	308,61	+ 50,61	277,67	257,18	227,06	30,12	+ 0,1722	0,9807
+ 46	18,658	1,7555	0,0707	0,5696	14,153	+ 52,62	308,64	+ 51,77	277,71	256,02	225,94	30,08	+ 0,1759	0,9781
+ 47	19,161	1,7607	0,0688	0,5680	14,540	+ 53,81	308,66	+ 52,93	277,75	254,86	224,81	30,04	+ 0,1796	0,9756
+ 48	19,673	1,7659	0,0670	0,5663	14,936	+ 55,00	308,68	+ 54,10	277,78	253,67	223,68	30,00	+ 0,1832	0,9731
+ 49	20,195	1,7712	0,0652	0,5646	15,341	+ 56,20	308,69	+ 55,27	277,81	252,48	222,54	29,95	+ 0,1868	0,9706
+ 50	20,727	1,7766	0,0635	0,5629	15,756	+ 57,40	308,69	+ 56,44	277,83	251,29	221,39	29,90	+ 0,1904	0,9681

ТАБЛИЦА 2
Таблица паров для сернистого ангидрида

Тем- пера- тура оС	Объем			Объемный вес			Энтальпия			Скрытая теплота испарения			Энтропия		
	Давле- ние (мм рт. ст.)	Жид- костн. v'	Сухого пара v''	Жид- костн. γ'	Сухого пара γ''	Жид- костн. δ'	Жид- костн. δ''	Сухого пара δ''	Общая v'' - δ' = γ'	Внутр. u'' - u' = γp	Внешняя ΔP(v'' - v') = φ	Жид- костн. s'	Сухого пара s''	Жид- костн. s'	Сухого пара s''
~ 50	0,119	0,948	2,487	1,5973	0,402	14,40	85,70	100,10	83,19	6,91	0,0585	0,3804	0,3907	0,0585	0,3904
47,5	0,153	0,945	2,137	1,5812	0,468	13,76	86,15	90,91	82,83	6,98	0,0586	0,3876	0,3897	0,0586	0,3876
45	0,189	0,941	1,849	1,5652	0,541	13,12	86,58	82,70	80,68	7,07	0,0587	0,3846	0,3867	0,0587	0,3846
42,5	0,190	0,937	1,592	1,5492	0,625	12,46	86,99	74,46	82,31	7,14	0,0588	0,3817	0,3838	0,0588	0,3817
40	0,231	0,932	1,394	1,5331	0,717	11,79	87,38	69,17	81,93	7,21	0,0589	0,3788	0,3809	0,0589	0,3788
37,5	0,276	0,927	1,215	1,5171	0,823	11,13	87,75	64,87	81,50	7,28	0,0590	0,3759	0,3780	0,0590	0,3759
35	0,325	0,922	1,064	1,5011	0,940	10,44	88,09	60,53	81,06	7,35	0,0591	0,3730	0,3751	0,0591	0,3730
32,5	0,389	0,916	0,883	1,4851	1,071	9,75	88,41	56,18	80,74	7,42	0,0592	0,3701	0,3722	0,0592	0,3701
30	0,460	0,909	0,725	1,4691	1,217	9,06	88,72	51,77	80,27	7,50	0,0593	0,3672	0,3693	0,0593	0,3672
27,5	0,544	0,902	0,585	1,4531	1,378	8,34	89,01	47,36	79,77	7,59	0,0594	0,3643	0,3664	0,0594	0,3643
25	0,643	0,895	0,458	1,4371	1,556	7,58	89,24	43,91	79,24	7,67	0,0595	0,3614	0,3635	0,0595	0,3614
22,5	0,773	0,887	0,343	1,4211	1,745	6,80	89,43	40,43	78,77	7,74	0,0596	0,3585	0,3606	0,0596	0,3585
20	0,943	0,879	0,243	1,4051	1,950	6,15	89,77	36,92	78,32	7,80	0,0597	0,3556	0,3577	0,0597	0,3556
17,5	1,158	0,871	0,158	1,3891	2,183	5,41	90,16	33,38	77,87	7,86	0,0598	0,3527	0,3548	0,0598	0,3527
15	1,423	0,863	0,087	1,3731	2,440	4,64	90,52	30,82	77,42	7,92	0,0599	0,3498	0,3519	0,0599	0,3498
12,5	1,748	0,855	0,037	1,3571	2,720	3,91	90,82	28,25	76,97	7,98	0,0600	0,3469	0,3490	0,0600	0,3469
10	2,133	0,847	0,000	1,3411	3,024	3,14	91,16	25,68	76,52	8,04	0,0601	0,3440	0,3461	0,0601	0,3440
7,5	2,583	0,839	0,000	1,3251	3,354	2,38	91,53	23,11	76,07	8,09	0,0602	0,3411	0,3432	0,0602	0,3411
5	3,103	0,831	0,000	1,3091	3,708	1,58	91,93	20,54	75,62	8,15	0,0603	0,3382	0,3403	0,0603	0,3382
2,5	3,693	0,823	0,000	1,2931	4,082	0,79	92,34	18,00	75,17	8,20	0,0604	0,3353	0,3374	0,0604	0,3353
0	4,350	0,815	0,000	1,2771	4,480	0,00	92,77	15,47	74,72	8,26	0,0605	0,3324	0,3345	0,0605	0,3324
2,5	5,000	0,807	0,000	1,2611	4,911	0,80	93,22	13,00	74,27	8,32	0,0606	0,3295	0,3316	0,0606	0,3295
5	5,750	0,800	0,000	1,2451	5,364	1,61	93,69	10,58	73,82	8,38	0,0607	0,3266	0,3287	0,0607	0,3266
7,5	6,600	0,793	0,000	1,2291	5,839	2,43	94,16	8,20	73,37	8,43	0,0608	0,3237	0,3258	0,0608	0,3237
10	7,550	0,786	0,000	1,2131	6,334	3,25	94,64	5,85	72,92	8,49	0,0609	0,3208	0,3229	0,0609	0,3208
12,5	8,600	0,779	0,000	1,1971	6,849	4,08	95,12	3,50	72,47	8,54	0,0610	0,3179	0,3199	0,0610	0,3179
15	9,750	0,772	0,000	1,1811	7,384	4,92	95,60	1,15	72,02	8,59	0,0611	0,3150	0,3171	0,0611	0,3150
17,5	1,090	0,765	0,000	1,1651	7,939	5,77	96,08	-0,20	71,57	8,64	0,0612	0,3121	0,3142	0,0612	0,3121
20	1,210	0,758	0,000	1,1491	8,514	6,62	96,56	-2,77	71,12	8,69	0,0613	0,3092	0,3113	0,0613	0,3092
22,5	1,330	0,751	0,000	1,1331	9,109	7,48	97,04	-5,32	70,67	8,74	0,0614	0,3063	0,3084	0,0614	0,3063
25	1,450	0,744	0,000	1,1171	9,724	8,35	97,52	-7,87	70,22	8,79	0,0615	0,3034	0,3055	0,0615	0,3034
27,5	1,570	0,737	0,000	1,1011	10,359	9,23	98,00	-10,42	69,77	8,84	0,0616	0,3005	0,3026	0,0616	0,3005
30	1,690	0,730	0,000	1,0851	11,014	10,11	98,48	-12,97	69,32	8,89	0,0617	0,2976	0,2997	0,0617	0,2976
32,5	1,810	0,723	0,000	1,0691	11,689	10,99	98,96	-15,52	68,87	8,94	0,0618	0,2947	0,2968	0,0618	0,2947
35	1,930	0,716	0,000	1,0531	12,384	11,80	99,44	-18,07	68,42	8,99	0,0619	0,2918	0,2939	0,0619	0,2918
37,5	2,050	0,709	0,000	1,0371	13,099	12,60	99,92	-20,62	67,97	9,04	0,0620	0,2889	0,2910	0,0620	0,2889
40	2,170	0,702	0,000	1,0211	13,834	13,41	100,40	-23,17	67,52	9,09	0,0621	0,2860	0,2881	0,0621	0,2860
42,5	2,290	0,695	0,000	1,0051	14,589	14,23	100,88	-25,72	67,07	9,14	0,0622	0,2831	0,2852	0,0622	0,2831
45	2,410	0,688	0,000	0,9891	15,364	15,05	101,36	-28,27	66,62	9,19	0,0623	0,2802	0,2823	0,0623	0,2802
47,5	2,530	0,681	0,000	0,9731	16,159	15,88	101,84	-30,82	66,17	9,24	0,0624	0,2773	0,2794	0,0624	0,2773
50	2,650	0,674	0,000	0,9571	16,974	16,71	102,32	-33,37	65,72	9,29	0,0625	0,2744	0,2765	0,0625	0,2744

ТАБЛИЦА 3

Таблица паров для углеводородов

Тем- пера- тура °C	Давл. (атм) p кг/см ²	Объем		Объемн. вес		Энергия			Энтальпия			Скрытая теплота испарения			Энтропия		
		Жид. кости v' л/кг	Сух. пара v'' л/кг	Жид. кости γ' кг/л	Сух. пара γ'' кг/л	Жид. кости u' кал/кг	Сухого пара u'' кал/кг	Жид. кости i' кал/кг	Сухого пара i'' кал/кг	Общая $i'' - i' = r$ кал/кг	Внутр. $AP(v'' - v')$ кал/кг	Внешн. $AP(v'' - v')$ кал/кг	Внутр. $u'' - u' = r$ кал/кг	Внешн. $AP(v'' - v')$ кал/кг	Жид. кости s' кал/кг	Сухого пара s'' кал/кг	$s'' - s'$ кал/кг
-50	6,97	0,867	53,407	1,153,5	18,1	74,87	146,53	75,01	155,57	80,56	71,56	8,90	71,56	8,90	0,9020	1,2631	0,3161
-45	7,67	0,873	50,250	1,144,1	19,9	76,02	146,65	76,18	155,73	79,55	70,63	8,92	70,63	8,92	0,9070	1,2598	0,3528
-40	8,49	0,881	45,809	1,134,5	21,8	77,12	146,78	77,30	155,89	78,59	69,66	8,94	69,66	8,94	0,9120	1,2565	0,3845
-35	9,33	0,889	41,780	1,125,0	23,9	78,22	146,89	78,42	156,03	77,61	68,67	8,95	68,67	8,95	0,9170	1,2534	0,4162
-30	10,25	0,897	38,164	1,115,0	26,2	79,37	146,99	79,59	156,17	76,58	67,62	8,94	67,62	8,94	0,9218	1,2503	0,4479
-25	11,20	0,905	34,900	1,105,0	28,7	80,48	147,10	80,72	156,28	75,56	66,62	8,94	66,62	8,94	0,9266	1,2473	0,4796
-20	12,26	0,913	32,008	1,094,9	31,2	81,62	147,28	83,01	156,38	74,51	65,58	8,93	65,58	8,93	0,9314	1,2443	0,5113
-15	13,35	0,922	29,480	1,084,5	33,9	82,72	147,42	85,35	156,46	73,47	64,56	8,93	64,56	8,93	0,9362	1,2414	0,5430
-10	14,55	0,931	27,001	1,074,2	37,0	83,87	147,53	88,93	156,52	72,37	63,49	8,88	63,49	8,88	0,9408	1,2385	0,5747
-5	15,76	0,940	24,850	1,063,6	40,2	85,00	147,62	92,75	156,56	71,27	62,42	8,85	62,42	8,85	0,9460	1,2355	0,6064
0	17,14	0,950	22,835	1,052,6	43,8	86,15	147,68	96,91	156,58	70,14	61,33	8,81	61,33	8,81	0,9501	1,2328	0,6381
5	18,68	0,960	21,070	1,041,7	47,5	87,31	147,72	101,84	156,58	68,97	60,22	8,75	60,22	8,75	0,9550	1,2298	0,6698
10	20,06	0,971	19,465	1,029,9	51,4	88,47	147,75	107,48	156,56	67,79	59,11	8,69	59,11	8,69	0,9594	1,2272	0,7015
15	21,71	0,982	17,950	1,018,5	55,7	89,68	147,80	113,40	156,52	66,54	57,92	8,62	57,92	8,62	0,9640	1,2243	0,7332
20	23,34	0,994	16,609	1,006,1	60,2	90,90	147,82	119,48	156,46	65,26	56,72	8,54	56,72	8,54	0,9690	1,2218	0,7649
25	25,10	1,006	15,320	993,8	65,3	92,16	147,84	125,80	156,38	63,90	55,48	8,42	55,48	8,42	0,9740	1,2188	0,7966
30	26,99	1,019	14,194	980,8	70,5	93,45	147,88	132,40	156,28	62,51	54,18	8,33	54,18	8,33	0,9787	1,2163	0,8283
35	29,00	1,033	13,120	968,0	76,2	94,80	147,90	139,40	156,15	61,03	52,80	8,23	52,80	8,23	0,9835	1,2135	0,8599
40	31,06	1,048	12,141	953,8	82,4	96,15	147,95	146,80	156,00	59,50	51,43	8,07	51,43	8,07	0,9880	1,2109	0,8916
45	33,21	1,063	11,230	940,0	89,0	97,55	147,98	154,80	155,82	57,89	49,98	7,91	49,98	7,91	0,9942	1,2082	0,9233
50	35,54	1,081	10,383	924,8	96,3	99,10	147,99	163,40	155,63	56,13	48,39	7,74	48,39	7,74	1,0000	1,2055	0,9550
55	37,95	1,100	9,584	910,0	104,3	100,86	147,99	172,80	155,45	54,35	46,75	7,54	46,75	7,54	1,0050	1,2022	0,9867
60	40,50	1,120	8,850	893,1	113,0	102,04	147,95	182,80	155,25	52,35	45,01	7,34	45,01	7,34	1,0103	1,1995	1,0184
65	43,20	1,142	8,175	876,6	122,3	103,62	146,81	193,40	155,03	50,30	43,19	7,11	43,19	7,11	1,0155	1,1962	1,0501
70	45,95	1,166	7,519	858,0	133,0	105,24	146,50	204,80	154,79	48,09	41,26	6,83	41,26	6,83	1,0218	1,1937	1,0818
75	48,83	1,193	6,910	838,5	144,7	106,84	146,05	217,00	154,55	45,75	39,21	6,54	39,21	6,54	1,0274	1,1917	1,1135
80	51,93	1,223	6,323	817,9	158,0	108,61	145,48	230,40	154,28	43,07	36,84	6,20	36,84	6,20	1,0340	1,1895	1,1452
85	55,10	1,253	5,794	795,5	178,7	110,28	144,79	244,80	153,95	40,37	34,51	5,86	34,51	5,86	1,0400	1,1875	1,1769
90	58,46	1,288	5,258	770,7	190,2	112,22	143,90	260,00	153,57	37,10	31,68	5,42	31,68	5,42	1,0468	1,1854	1,2086
95	61,85	1,353	4,715	741,2	212,0	114,24	142,67	276,80	153,15	33,30	28,43	4,87	28,43	4,87	1,0543	1,1833	1,2403
100	65,59	1,417	4,167	705,8	240,0	116,63	140,98	294,80	152,72	28,58	24,81	4,23	24,81	4,23	1,0628	1,1812	1,2720
105	69,35	1,520	3,635	661,0	275,1	119,53	138,65	314,00	152,20	22,55	18,92	3,43	18,92	3,43	1,0730	1,1791	1,3037
110	73,34	1,677	2,990	596,4	334,4	123,02	135,81	338,00	151,55	15,05	12,79	2,26	12,79	2,26	1,0854	1,1770	1,3354
115	74,96	2,156	2,156	463,9	463,9	129,72	129,72	133,50	150,80	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	1,1098	1,1750	1,3671

ТАБЛИЦА 4

Таблица паров для хлористого

Тем- пера- тура - °C	Давл. (атм) p кг/см ²	Объем		Объемный вес		Энтальпия		Скрытая теплота испарения		Энтропия			
		Жид- кости v' л/кг	Сухого пара v'' м ³ /кг	Жид- кости γ' кг/л	Сухого пара γ'' кг/м ³	Жид- кости i' кал/кг	Сухого пара i'' кал/кг	Общая $i'' - i' = r$ кал/кг	Внутр. $u'' - u' = r$ кал/кг	Внешняя $\Delta R(v'' - v')$ кал/кг	Жид- кости s' кал/кг °K	Сухого пара s'' кал/кг °K	$\frac{r}{T} = \frac{s'' - s'}{\frac{кал}{кг °K}}$
-30	0,787	0,986	0,528	1,014	1,89	11,00	92,80	103,80	94,06	9,75	-0,0426	0,3845	0,4271
-27,5	0,878	0,990	0,478	1,010	2,10	10,10	93,16	103,26	93,47	9,79	-0,0359	0,3816	0,4206
-25	0,976	0,995	0,432	1,005	2,32	9,20	93,52	102,72	92,89	9,83	-0,0314	0,3788	0,4142
-22,5	1,083	0,999	0,391	1,001	2,56	8,29	93,88	102,17	92,30	9,87	-0,0288	0,3761	0,4079
-20	1,200	1,004	0,354	0,996	2,83	7,38	94,23	101,61	91,71	9,90	-0,0252	0,3734	0,4016
-17,5	1,328	1,008	0,321	0,992	3,12	6,47	94,57	101,04	91,11	9,93	-0,0246	0,3708	0,3954
-15	1,468	1,013	0,291	0,987	3,44	5,55	94,92	100,49	90,51	9,96	-0,0210	0,3684	0,3894
-12,5	1,620	1,017	0,264	0,983	3,79	4,63	95,26	99,87	89,91	9,98	-0,0174	0,3661	0,3835
-10	1,784	1,022	0,241	0,978	4,15	3,71	95,59	99,21	89,21	10,00	-0,0158	0,3638	0,3776
-7,5	1,960	1,027	0,221	0,974	4,54	2,89	95,93	98,72	88,70	10,02	-0,0103	0,3615	0,3718
-5	2,148	1,032	0,202	0,969	4,95	1,86	96,27	98,13	88,09	10,04	-0,0068	0,3592	0,3660
-2,5	2,351	1,037	0,184	0,964	5,42	0,98	96,60	97,53	87,47	10,06	-0,0034	0,3570	0,3604
0	2,571	1,042	0,168	0,960	5,93	0,00	96,92	96,92	86,84	10,08	0,0000	0,3549	0,3549
+2,5	2,808	1,047	0,154	0,955	6,47	0,94	97,24	96,30	86,21	10,09	0,0034	0,3529	0,3495
+5	3,052	1,052	0,142	0,950	7,04	1,88	97,56	95,68	85,58	10,10	0,0068	0,3509	0,3441
+7,5	3,333	1,058	0,131	0,945	7,66	2,82	97,87	95,06	84,96	10,10	0,0102	0,3490	0,3388
+10	3,622	1,063	0,120	0,941	8,31	3,76	98,17	94,41	84,31	10,10	0,0135	0,3471	0,3336
+12,5	3,931	1,068	0,111	0,936	9,01	4,71	98,47	93,76	83,66	10,10	0,0168	0,3452	0,3284
+15	4,260	1,074	0,102	0,931	9,76	5,66	98,76	93,10	83,00	10,11	0,0201	0,3434	0,3233
+17,5	4,611	1,079	0,0945	0,927	10,56	6,61	99,04	92,43	82,32	10,11	0,0234	0,3416	0,3182
+20	4,985	1,085	0,0873	0,922	11,43	7,56	99,31	91,75	81,64	10,11	0,0267	0,3399	0,3132
+22,5	5,382	1,091	0,0809	0,917	12,35	8,52	99,59	91,07	80,95	10,12	0,0300	0,3382	0,3082
+25	5,802	1,097	0,0750	0,912	13,33	9,46	99,86	90,38	80,24	10,14	0,0332	0,3365	0,3033
+27,5	6,246	1,103	0,0698	0,907	14,34	10,44	100,13	89,69	79,53	10,16	0,0364	0,3349	0,2985
+30	6,716	1,109	0,0651	0,902	15,37	11,40	100,38	88,99	78,81	10,18	0,0396	0,3333	0,2937
+32,5	7,214	1,115	0,0609	0,897	16,41	12,37	100,66	88,29	78,09	10,20	0,0428	0,3318	0,2890
+35	7,740	1,122	0,0572	0,892	17,47	13,34	100,92	87,58	77,35	10,23	0,0460	0,3304	0,2844
+37,5	8,293	1,128	0,0540	0,887	18,54	14,31	101,18	86,89	76,63	10,26	0,0491	0,3290	0,2799
+40	8,874	1,134	0,0511	0,882	19,62	15,29	101,44	86,15	75,82	10,33	0,0522	0,3276	0,2754

ТАБЛИЦА 5

Теплотехническая характеристика холодильных установок

°C

Температура испарения °Ц	Температура перед регулирующим вентилем																
	10	12,5°	15°	17,5°	20°	22,5°	25°	27,5°	30°	32,5°	35°	37,5°	40°	42,5°	45°	47,5°	50°
-50	104,3	103,3	102,2	101,1	100,0	98,9	97,8	96,7	95,6	94,5	93,4	92,3	91,2	90,1	88,9	87,8	86,6
-47,5	119,9	118,7	117,5	116,2	115,0	113,8	112,5	111,2	110,0	108,8	107,4	106,2	104,9	103,6	102,3	101,0	99,7
-45	137,4	136,0	134,6	133,2	131,8	130,4	128,9	127,5	126,1	124,7	123,1	121,7	120,2	118,8	117,3	116,8	114,3
-42,5	156,9	155,3	153,7	152,2	150,5	148,9	147,3	145,7	144,0	142,4	140,7	139,1	137,4	135,7	134,0	132,3	130,6
-40	178,7	176,9	175,1	173,3	171,4	169,6	167,7	165,9	164,0	162,2	160,3	158,4	156,5	154,6	152,7	150,8	148,8
-37,5	202,9	200,9	198,8	196,7	194,5	192,6	190,4	188,3	186,2	184,2	182,0	179,9	177,7	175,6	173,4	171,1	169,1
-35	229,6	227,3	224,9	222,6	220,3	218,0	215,6	213,2	210,8	208,5	206,1	203,7	201,2	198,8	196,4	194,0	191,5
-32,5	259,1	256,5	253,9	251,3	248,5	246,1	243,4	240,7	238,0	235,3	232,7	230,0	227,2	224,5	221,8	219,0	216,2
-30	291,6	288,7	285,8	282,9	279,9	277,0	274,0	271,0	268,0	265,0	262,0	259,0	255,9	252,8	249,7	246,6	243,5
-27,5	327,3	324,0	320,8	317,6	314,2	311,0	307,6	304,3	300,9	297,6	294,2	290,8	287,4	284,0	280,5	277,0	273,5
-25	366,4	362,8	359,2	355,6	351,9	348,2	344,4	340,7	336,9	333,3	329,4	325,7	321,9	318,1	314,2	310,3	306,4
-22,5	408,2	405,2	401,2	397,2	393,0	388,9	384,7	380,5	376,4	372,3	368,0	363,9	359,7	355,4	351,1	346,8	342,4
-20	456,0	451,5	447,0	442,5	437,9	433,4	428,8	424,2	419,5	414,9	410,2	405,5	400,9	396,1	391,4	386,6	381,8
-17,5	508,9	501,9	496,9	492,0	486,9	481,9	476,8	471,7	466,5	461,4	456,2	451,0	445,8	440,6	435,4	430,0	424,7
-15	562,3	556,7	551,2	545,8	540,1	534,6	528,9	523,3	517,6	511,9	506,2	500,5	494,7	488,9	483,0	477,2	471,3
-12,5	622,3	616,2	610,1	604,1	597,8	591,7	585,5	579,3	573,0	566,7	560,4	554,1	547,7	541,3	534,9	528,4	521,9
-10	687,2	680,5	673,8	667,1	660,3	653,5	646,7	639,9	633,0	626,0	619,0	612,1	605,0	598,0	590,9	583,8	576,7
-7,5	757,4	750,0	742,6	735,3	727,8	720,4	712,8	705,4	697,8	690,2	682,5	674,7	667,0	659,2	651,5	643,6	635,8
-5	833,1	825,0	816,9	808,9	800,7	792,5	784,2	776,0	767,7	759,4	751,0	742,5	733,9	725,4	716,9	708,3	699,7
-2,5	914,7	906,8	898,9	891,1	883,1	875,1	867,1	859,1	851,1	843,0	834,9	826,7	818,5	810,1	801,6	793,0	784,6
0	1002,5	992,8	983,1	973,3	963,5	953,7	943,9	934,0	924,1	914,1	904,0	893,9	883,7	873,5	863,3	853,0	842,7
+2,5	1086,3	1076,3	1065,7	1055,0	1044,3	1033,6	1022,8	1012,0	1001,2	990,3	979,3	968,3	957,2	946,1	934,9	923,7	912,4
+5	1198,1	1187,6	1175,0	1163,4	1151,7	1140,0	1128,3	1116,5	1104,7	1092,8	1080,8	1068,9	1056,8	1044,7	1032,5	1020,3	1008,0
+7,5	1306,6	1294,1	1281,6	1269,0	1256,2	1243,5	1230,7	1217,9	1205,0	1192,0	1179,0	1166,0	1152,8	1139,7	1126,4	1113,1	1099,7
+10	1422,9	1409,3	1395,6	1381,9	1368,1	1354,3	1340,4	1326,4	1312,4	1298,3	1284,2	1270,0	1255,7	1241,4	1227,0	1212,5	1198,0

Теоретическая основа объема холодопроизводительности сернистого аммиака

Температура испаре- ния оц	Температура переходящим вентилем												
	10°	12,5°	15°	17,5°	20°	22,5°	25°	27,5°	30°	32,5°	35°	37,5°	40°
-30	103,9	102,9	101,8	100,8	99,8	98,7	97,7	96,6	95,6	94,5	93,4	92,3	91,3
-27,5	118,2	117,0	115,9	114,7	113,5	112,3	111,1	109,9	108,7	107,5	106,3	105,1	103,9
-25	133,8	132,5	131,2	129,9	128,6	127,3	125,9	124,5	123,2	121,8	120,4	119,0	117,6
-22,5	150,5	149,0	147,6	146,1	144,6	143,1	141,6	140,1	138,6	137,1	135,5	133,9	132,3
-20	168,9	167,3	165,6	164,0	162,3	160,6	158,9	157,2	155,5	153,8	152,0	150,2	148,4
-17,5	189,4	187,6	185,7	183,9	182,1	180,2	178,3	176,4	174,5	172,5	170,5	168,6	166,6
-15	212,0	210,0	208,0	206,0	203,9	201,8	199,7	197,6	196,4	193,3	191,1	188,9	186,7
-12,5	237,1	234,9	232,6	230,4	228,1	225,8	223,4	221,0	218,6	216,2	213,7	211,3	208,9
-10	264,3	261,8	259,3	256,8	254,2	251,6	249,0	246,3	243,6	240,9	238,2	235,5	232,8
-7,5	293,1	290,3	287,5	284,7	281,8	278,9	276,0	273,1	270,2	267,0	264,2	261,2	258,1
-5	324,0	320,9	317,7	314,5	311,4	308,2	305,0	301,8	298,6	295,3	292,0	288,6	285,2
-2,5	356,9	353,4	349,9	346,6	343,0	339,5	336,0	332,5	328,9	325,3	321,7	318,0	314,3
0	392,8	389,0	385,2	381,4	377,6	373,7	369,8	365,9	362,0	358,0	354,0	350,0	346,0
+2,5	432,7	428,6	424,4	420,2	416,0	411,8	407,5	403,2	398,8	394,4	389,9	385,5	381,0
+5	476,5	472,0	467,4	462,8	458,2	453,5	448,8	444,0	439,2	434,3	429,4	424,4	419,4
+7,5	524,4	519,4	514,3	509,3	504,2	499,1	493,9	488,7	483,4	478,0	472,6	467,1	461,6
+10	576,5	571,0	565,5	559,9	554,3	548,6	542,9	537,1	531,3	525,4	519,5	513,5	507,5

Термодинамическая объемная холодопроизводительность углекислоты

9525/43

Давление	$p = 50 \text{ атм}$				$p = 55 \text{ атм}$				$p = 60 \text{ атм}$				$p = 65 \text{ атм}$			
	Температура перед регулирующим вентилем				Температура перед регулирующим вентилем				Температура перед регулирующим вентилем				Температура перед регулирующим вентилем			
	10°	12,5°	15°	20°	10°	12,5°	15°	20°	10°	12,5°	15°	20°	10°	12,5°	15°	20°
— 50	891	857	829	804	759	905	875	842	804	759	909	880	850	814	776	729
— 47,5	986	949	918	889	839	1000	967	931	889	839	1004	973	940	900	858	807
— 45	1085	1044	1010	979	924	1092	1054	1025	979	924	1105	1070	1034	990	945	888
— 42,5	1193	1148	1112	1077	1017	1200	1159	1123	1077	1017	1215	1177	1137	1089	1039	977
— 40	1311	1261	1230	1183	1117	1318	1273	1238	1183	1117	1334	1292	1248	1196	1142	1073
— 37,5	1436	1382	1337	1296	1224	1445	1395	1357	1296	1224	1462	1416	1368	1311	1252	1176
— 35	1569	1510	1451	1416	1338	1578	1523	1482	1416	1338	1597	1547	1495	1433	1368	1286
— 32,5	1707	1643	1590	1543	1456	1718	1658	1614	1543	1456	1737	1683	1627	1559	1488	1400
— 30	1866	1797	1738	1685	1594	1877	1813	1763	1685	1594	1899	1840	1779	1705	1627	1532
— 27,5	2031	1952	1892	1833	1732	2042	1972	1920	1833	1732	2066	2002	1936	1855	1772	1666
— 25	2206	2123	2054	1995	1884	2221	2142	2086	1995	1884	2246	2176	2103	2016	1925	1811
— 22,5	2398	2308	2235	2165	2048	2413	2330	2268	2165	2048	2441	2364	2288	2192	2092	1969
— 20	2597	2500	2420	2348	2217	2613	2523	2457	2348	2217	2643	2561	2478	2373	2267	2133
— 17,5	2814	2708	2623	2544	2403	2833	2734	2662	2544	2403	2865	2776	2684	2574	2458	2312
— 15	3042	2923	2834	2748	2598	3060	2955	2875	2748	2598	3096	3000	2901	2781	2654	2498
— 12,5	3297	3171	3071	2979	2812	3317	3201	3118	2979	2812	3354	3252	3142	3012	2875	2705
— 10	3553	3420	3310	3215	3032	3574	3452	3360	3215	3032	3615	3504	3388	3248	3099	2917
— 7,5	3838	3694	3578	3468	3274	3862	3730	3628	3468	3274	3905	3782	3659	3505	3347	3149

- 2,5	4 460	4 302	4 489	4 322	4 154	4 520	4 375	3 910	3 736	3 523	4 211	4 083	3 945	3 780	3 603	3 333
0	4 812	4 630	4 843	4 676	4 480	4 875	4 720	4 544	4 340	4 038	4 888	4 745	4 587	4 395	4 191	3 941

Температура испарения °Ц	p = 70 ата										p = 75 ата									
	Температура перед регулирующим вентилем										Температура перед регулирующим вентилем									
	10°	12,5°	15°	17,5°	20°	22,5°	25°	27,5°	30°		10°	12,5°	15°	17,5°	20°	22,5°	25°	27,5°	30°	
-50	912	883	853	820	784	745	696	616	915		887	858	829	794	759	706	659	577		
-47,5	1007	977	944	909	868	825	770	683	1011		981	950	917	878	841	772	730	640		
-45	1107	1075	1038	999	955	908	848	752	1112		1080	1047	1008	967	925	852	804	705		
-42,5	1218	1182	1143	1099	1052	999	933	829	1223		1187	1149	1110	1064	1018	958	885	775		
-40	1337	1298	1254	1206	1155	1098	1026	911	1343		1303	1262	1219	1168	1118	1054	973	854		
-37,5	1465	1422	1374	1323	1265	1202	1124	999	1471		1427	1383	1336	1280	1225	1155	1066	936		
-35	1601	1554	1502	1445	1383	1314	1229	1092	1608		1550	1511	1460	1398	1339	1264	1166	1024		
-32,5	1741	1690	1636	1573	1505	1434	1338	1189	1749		1698	1644	1587	152	1457	1374	1269	1115		
-30	1905	1849	1786	1720	1645	1565	1463	1302	1912		1856	1798	1737	1650	1595	1504	1388	1211		
-27,5	2073	2010	1944	1872	1790	1703	1592	1417	2080		2018	1955	1888	1802	1735	1636	1512	1328		
-25	2252	2188	2112	2034	1946	1850	1732	1540	2262		2196	2126	2053	1968	1885	1779	1643	1444		
-22,5	2448	2376	2298	2212	2116	2013	1883	1675	2458		2386	2312	2232	2140	2050	1934	1787	1572		
-20	2652	2573	2488	2397	2292	2180	2038	1814	2661		2583	2503	2418	2328	2220	2094	1934	1702		
-17,5	2874	2790	2698	2597	2484	2363	2210	1966	2887		2802	2713	2621	2513	2408	2271	2098	1845		
-15	3103	3011	2913	2805	2683	2552	2397	2122	3117		3025	2932	2832	2710	2600	2453	2265	1993		
-12,5	3364	3267	3158	3030	2908	2765	2588	2300	3378		3278	3175	3068	2940	2817	2658	2453	2158		
-10	3625	3520	3402	3276	3130	2980	2757	2488	3642		3535	3424	3307	3170	3037	2864	2646	2324		
-7,5	3915	3800	3675	3535	3380	3215	3005	2673	3932		3816	3699	3572	3424	3280	3092	2855	2509		
-5	4225	4100	3965	3815	3647	3470	3240	2880	4241		4115	3988	3850	3690	3534	3332	3076	2703		
-2,5	4555	4419	4270	4110	3930	3735	3492	3103	4571		4437	4298	4150	3977	3808	3590	3313	2909		
0	4915	4765	4605	4435	4240	4030	3762	3342	4931		4788	4633	4472	4287	4103	3868	3568	3132		

q_v ккал/м³ (продолжение)

Давление $p = 80$ атм

Темпера- тура испарения °С	Температура перекрестия регенерирующим вентилем												
	10°	12,5°	15°	17,5°	20°	22,5°	25°	27,5°	30°	32,5°	35°	37,5°	40°
-50	918	891	862	833	801	766	728	682	628	516	262	144	86
-47,5	1014	984	952	922	886	848	806	755	696	572	269	162	100
-45	1117	1083	1048	1017	976	935	893	832	769	634	284	181	113
-42,5	1228	1189	1152	1119	1077	1028	978	915	848	701	307	200	127
-40	1343	1303	1265	1229	1183	1128	1074	1005	933	773	337	220	144
-37,5	1477	1426	1387	1347	1297	1236	1177	1102	1024	850	373	247	164
-35	1615	1559	1518	1473	1419	1352	1287	1206	1122	932	413	275	184
-32,5	1763	1702	1653	1608	1549	1476	1405	1318	1227	1019	456	304	204
-30	1922	1856	1808	1752	1688	1609	1531	1438	1339	1111	502	335	224
-27,5	2092	2021	1969	1906	1836	1751	1666	1566	1458	1208	551	365	244
-25	2273	2197	2141	2070	1994	1902	1810	1702	1585	1311	603	397	265
-22,5	2466	2385	2324	2245	2162	2063	1964	1847	1720	1421	659	432	287
-20	2671	2587	2519	2432	2341	2234	2129	2001	1863	1538	718	469	310
-17,5	2890	2803	2727	2631	2532	2417	2306	2165	2015	1665	780	508	333
-15	3124	3034	2950	2844	2736	2613	2495	2340	2176	1797	845	548	357
-12,5	3375	3281	3189	3072	2955	2823	2696	2527	2347	1940	913	591	381
-10	3645	3546	3445	3316	3190	3049	2911	2725	2528	2092	985	635	406
-7,5	3986	3880	3778	3639	3493	3298	3141	2938	2723	2255	1061	679	431
-5	4249	4133	4009	3864	3716	3557	3397	3188	2934	2429	1141	726	458
-2,5	4584	4458	4322	4172	4011	3842	3653	3426	3162	2617	1226	772	485
0	4944	4808	4660	4505	4330	4150	3940	3695	3410	2810	1315	823	514

Давление $p = 85$ атм

-50	921	895	867	839	805	776	739	701	654	586	474	303	198
-47,5	1017	989	958	928	894	859	819	777	725	650	526	334	221
-45	1120	1088	1054	1021	983	945	901	855	799	714	580	373	246

-42,5	1 251	1 198	1 159	1 123	1 082	1 040	988	941	872	792	639	413	274
-40	1 362	1 312	1 273	1 233	1 188	1 142	1 089	1 034	966	867	704	455	303
-37,5	1 481	1 440	1 394	1 352	1 303	1 252	1 194	1 133	1 059	950	773	500	335
-35	1 618	1 573	1 523	1 476	1 422	1 368	1 305	1 238	1 158	1 039	846	550	365
-32,5	1 761	1 712	1 657	1 605	1 548	1 488	1 420	1 345	1 261	1 132	922	600	403
-30	1 925	1 871	1 813	1 757	1 693	1 628	1 554	1 476	1 380	1 238	1 010	658	443
-27,5	2 093	2 034	1 972	1 910	1 840	1 770	1 690	1 605	1 501	1 348	1 110	716	484
-25	2 275	2 214	2 143	2 078	2 002	1 925	1 837	1 745	1 632	1 466	1 200	781	527
-22,5	2 474	2 406	2 330	2 258	2 177	2 093	1 998	1 893	1 776	1 595	1 305	850	574
-20	2 680	2 605	2 525	2 447	2 358	2 268	2 165	2 055	1 923	1 728	1 410	921	623
-17,5	2 904	2 825	2 738	2 652	2 555	2 458	2 348	2 228	2 034	1 873	1 528	998	675
-15	3 137	3 052	2 955	2 854	2 750	2 654	2 534	2 408	2 251	2 022	1 649	1 077	729
-12,5	3 380	3 307	3 202	3 103	2 990	2 875	2 745	2 608	2 438	2 190	1 785	1 165	787
-10	3 665	3 564	3 454	3 345	3 225	3 100	2 960	2 810	2 628	2 360	1 923	1 254	845
-7,5	3 940	3 850	3 730	3 614	3 482	3 350	3 198	3 033	2 839	2 548	2 075	1 350	908
-5	4 268	4 148	4 020	3 895	3 752	3 608	3 443	3 268	3 057	2 743	2 232	1 451	971
-2,5	4 602	4 475	4 332	4 197	4 044	3 887	3 710	3 520	3 290	2 953	2 400	1 550	1 038
0	4 963	4 826	4 674	4 528	4 380	4 193	4 000	3 795	3 543	3 181	2 584	1 678	1 110

Давление $p = 90$ атм

-50	923	898	871	842	812	783	749	712	670	625	557	461	330
-47,5	1 019	993	961	932	898	867	829	788	743	688	618	513	365
-45	1 123	1 092	1 059	1 025	989	953	909	868	818	755	681	567	406
-42,5	1 234	1 201	1 165	1 128	1 088	1 049	1 004	954	901	834	750	623	449
-40	1 356	1 316	1 279	1 234	1 194	1 152	1 102	1 049	990	916	824	686	495
-37,5	1 485	1 445	1 401	1 357	1 305	1 262	1 206	1 150	1 085	1 005	906	753	544
-35	1 622	1 578	1 532	1 483	1 420	1 380	1 322	1 257	1 186	1 098	990	824	597
-32,5	1 766	1 717	1 666	1 613	1 555	1 502	1 448	1 388	1 316	1 228	1 120	984	652
-30	1 930	1 877	1 821	1 764	1 702	1 642	1 573	1 497	1 412	1 309	1 180	1 072	714
-27,5	2 099	2 042	1 982	1 920	1 852	1 788	1 712	1 628	1 538	1 426	1 296	1 165	779
-25	2 281	2 221	2 155	2 086	2 011	1 942	1 860	1 770	1 674	1 548	1 396	1 267	847
-22,5	2 450	2 413	2 340	2 268	2 188	2 111	2 022	1 925	1 819	1 685	1 518	1 374	1 000
-20	2 637	2 613	2 545	2 458	2 370	2 288	2 190	2 084	1 967	1 825	1 645	1 489	1 083
-17,5	2 812	2 834	2 750	2 665	2 570	2 480	2 374	2 260	2 136	1 979	1 784	1 608	1 169
-15	3 145	3 061	2 970	2 878	2 775	2 679	2 566	2 441	2 305	2 138	1 926	1 730	1 265
-12,5	3 409	3 316	3 218	3 100	3 008	2 902	2 770	2 648	2 499	2 315	2 088	1 874	1 362
-10	3 675	3 570	3 463	3 360	3 240	3 130	2 998	2 850	2 690	2 494	2 258	2 021	1 466
-7,5	3 970	3 863	3 750	3 630	3 500	3 380	3 236	3 078	2 908	2 693	2 426	2 174	1 575
-5	4 278	4 160	4 038	3 910	3 773	3 640	3 485	3 315	3 130	2 893	2 611	2 339	1 690
-2,5	4 615	4 489	4 356	4 218	4 065	3 924	3 756	3 575	3 371	3 122	2 810	2 515	1 815
0	4 975	4 842	4 695	4 548	4 383	4 230	4 048	3 850	3 635	3 363	3 025		

Теоретическая объемная холодопроизводительность углекислоты
 q_0^0 ккал/м³ (продолжение)
 Давление $p = 95$ атм

Температура переходящая вентилем

Температура испарения °С	10°	12,5°	15°	17,5°	20°	22,5°	25°	27,5°	30°	32,5°	35°	37,5°	40°
-50	925	900	874	848	818	788	757	721	685	622	589	526	443
-47,5	1022	996	966	938	905	873	838	799	758	690	652	584	492
-45	1126	1095	1063	1032	996	960	922	879	835	759	719	644	543
-42,5	1238	1204	1170	1135	1095	1056	1014	968	918	836	792	709	599
-40	1359	1320	1284	1246	1203	1160	1114	1063	1009	919	871	780	660
-37,5	1489	1449	1407	1365	1318	1272	1222	1165	1107	1008	955	856	724
-35	1626	1582	1537	1493	1431	1389	1337	1273	1210	1102	1044	937	793
-32,5	1771	1722	1673	1623	1567	1511	1452	1386	1316	1202	1137	1020	865
-30	1935	1883	1829	1775	1715	1654	1589	1516	1433	1313	1245	1117	947
-27,5	2106	2048	1989	1932	1865	1799	1728	1650	1569	1430	1351	1216	1032
-25	2287	2226	2161	2098	2028	1955	1879	1800	1705	1553	1473	1322	1122
-22,5	2488	2420	2350	2282	2204	2126	2042	1950	1853	1689	1602	1438	1220
-20	2693	2620	2546	2471	2388	2303	2212	2106	2007	1830	1735	1558	1323
-17,5	2920	2842	2760	2680	2588	2498	2399	2270	2176	1985	1881	1685	1433
-15	3153	3070	2982	2894	2797	2698	2592	2464	2350	2143	2032	1824	1548
-12,5	3417	3324	3228	3135	3028	2920	2807	2670	2546	2320	2200	1975	1675
-10	3684	3586	3482	3381	3265	3150	3028	2890	2745	2502	2371	2128	1803
-7,5	3981	3873	3760	3650	3525	3401	3268	3120	2962	2700	2558	2294	1945
-5	4290	4174	4053	3938	3802	3667	3523	3362	3193	2910	2756	2460	2093
-2,5	4626	4500	4370	4242	4099	3950	3795	3620	3438	3130	2958	2658	2248
0	4989	4857	4715	4577	4416	4260	4090	3903	3705	3373	3195	2862	2420

Давление $p = 100$ атм

-50	927	902	876	850	821	793	761	728	692	652	609	560	500
-47,5	1024	993	969	940	910	878	843	807	766	723	675	622	555
-45	1128	1098	1066	1036	1002	967	929	888	844	797	744	686	610
-42,5	1242	1207	1174	1139	1103	1064	1019	978	930	877	820	755	675
-40	1361	1324	1288	1251	1210	1168	1123	1073	1021	964	901	828	743
-37,5	1492	1452	1411	1370	1326	1280	1230	1177	1120	1057	988	911	815

-35	1629	1586	1541	1496	1443	1399	1344	1286	1223	1155	1080	996	892
-32,5	1774	1726	1678	1630	1577	1523	1463	1400	1332	1258	1177	1085	972
-30	1938	1887	1835	1782	1724	1664	1600	1532	1457	1376	1288	1188	1064
-27,5	2110	2052	1995	1936	1875	1811	1744	1666	1583	1494	1401	1293	1158
-25	2292	2231	2168	2105	2038	1968	1891	1806	1723	1627	1523	1405	1259
-22,5	2492	2425	2358	2290	2216	2130	2058	1970	1873	1770	1656	1528	1369
-20	2698	2625	2553	2488	2400	2318	2228	2140	2030	1916	1794	1655	1483
-17,5	2927	2849	2769	2688	2602	2514	2415	2313	2200	2079	1945	1795	1608
-15	3160	3078	2990	2903	2811	2716	2609	2499	2388	2246	2101	1938	1738
-12,5	3424	3332	3240	3145	3045	2940	2825	2705	2575	2432	2274	2099	1890
-10	3691	3598	3492	3390	3283	3170	3047	2918	2774	2620	2452	2262	2026
-7,5	3990	3880	3770	3662	3546	3423	3290	3150	2994	2830	2647	2440	2185
-5	4300	4185	4065	3950	3822	3690	3545	3395	3228	3050	2850	2630	2352
-2,5	4636	4510	4385	4255	4117	3974	3820	3654	3475	3280	3036	2825	2530
0	5000	4868	4730	4580	4443	4290	4118	3942	3750	3538	3308	3047	2724

Давление $p = 105 \text{ атм}$

-50	929	904	878	852	826	797	767	735	702	663	623	578	529
-47,5	1025	1001	972	943	914	882	849	814	777	735	691	641	586
-45	1130	1101	1069	1038	1006	971	935	896	856	809	761	707	647
-42,5	1244	1211	1177	1142	1107	1068	1028	986	942	892	839	779	713
-40	1364	1329	1292	1254	1215	1173	1130	1084	1036	979	922	853	784
-37,5	1495	1457	1414	1374	1332	1286	1238	1187	1135	1074	1011	939	860
-35	1632	1591	1546	1501	1455	1405	1354	1298	1242	1174	1105	1028	942
-32,5	1777	1731	1681	1634	1583	1528	1473	1413	1351	1278	1204	1118	1026
-30	1932	1894	1838	1786	1731	1672	1611	1545	1478	1398	1317	1224	1123
-27,5	2114	2059	2000	1942	1884	1820	1753	1681	1608	1522	1434	1333	1222
-25	2296	2238	2172	2111	2046	1976	1905	1827	1748	1654	1558	1458	1329
-22,5	2496	2433	2364	2298	2227	2150	2072	1987	1900	1799	1695	1576	1445
-20	2703	2634	2560	2488	2410	2338	2243	2151	2058	1948	1836	1707	1565
-17,5	2933	2859	2775	2693	2613	2525	2431	2332	2231	2112	1990	1850	1697
-15	3167	3086	2998	2915	2823	2728	2638	2520	2410	2282	2148	1998	1833
-12,5	3431	3341	3248	3155	3058	2953	2848	2730	2610	2471	2328	2154	1985
-10	3708	3603	3500	3401	3298	3184	3068	2941	2813	2663	2508	2332	2188
-7,5	3998	3890	3782	3675	3561	3440	3312	3176	3038	2875	2708	2518	2307
-5	4309	4197	4086	3961	3840	3708	3570	3423	3273	3098	2918	2710	2493
-2,5	4645	4523	4394	4270	4135	3993	3848	3690	3528	3335	3138	2916	2672
0	5010	4882	4740	4605	4460	4306	4148	3975	3800	3595	3383	3143	2878

Температура перед регулирующим вентилем

Температура испарения °C	10°	12,5°	15°	17,5°	20°	22,5°	25°	27,5°	30°	32,5°	35°	37,5°	40°
-50	930	906	881	854	829	800	769	739	707	672	635	596	551
-47,5	1028	1003	975	946	918	886	853	818	783	745	704	660	611
-45	1132	1103	1073	1040	1010	976	939	901	853	811	776	728	674
-42,5	1246	1214	1181	1144	1112	1073	1033	992	949	903	854	801	742
-40	1366	1333	1296	1257	1220	1179	1134	1089	1042	992	929	881	816
-37,5	1497	1460	1420	1377	1337	1292	1244	1194	1143	1088	1029	966	894
-35	1635	1594	1551	1505	1461	1411	1359	1305	1250	1189	1126	1057	980
-32,5	1780	1734	1688	1637	1590	1536	1478	1420	1360	1295	1225	1151	1067
-30	1946	1898	1845	1780	1733	1679	1617	1554	1488	1417	1340	1298	1168
-27,5	2117	2063	2008	1948	1892	1838	1760	1691	1619	1542	1458	1370	1272
-25	2300	2242	2182	2118	2054	1986	1912	1837	1760	1675	1587	1490	1393
-22,5	2500	2438	2371	2301	2235	2158	2070	1998	1914	1822	1725	1620	1503
-20	2708	2640	2570	2493	2420	2338	2252	2163	2073	1974	1868	1755	1630
-17,5	2938	2865	2785	2703	2625	2536	2441	2347	2248	2140	2025	1902	1765
-15	3173	3093	3009	2920	2836	2740	2649	2555	2458	2352	2238	2115	1907
-12,5	3437	3350	3259	3163	3072	2968	2857	2745	2628	2504	2368	2225	2065
-10	3705	3612	3513	3410	3310	3198	3080	2968	2834	2698	2552	2398	2223
-7,5	4005	3900	3792	3684	3578	3455	3325	3195	3060	2914	2755	2588	2400
-5	4318	4208	4090	3970	3855	3724	3587	3445	3298	3140	2970	2788	2583
-2,5	4653	4535	4410	4283	4155	4012	3862	3710	3550	3380	3198	3011	2783
0	5020	4895	4759	4615	4482	4325	4165	4000	3830	3645	3445	3233	2998

Давление $p = 115$ атм

570	609	646	781	715	746	776	804	833	857	882	908	931	570
632	676	715	654	791	825	859	890	911	949	977	1005	1030	632
696	744	788	831	872	909	945	980	1013	1044	1075	1105	1134	696
767	820	867	914	959	1000	1039	1078	1115	1148	1183	1216	1248	767
843	901	953	1004	1053	1098	1142	1183	1224	1261	1298	1334	1368	843
925	988	1045	1102	1155	1204	1252	1297	1342	1382	1422	1462	1499	925

-35	1637	1596	1553	1510	1466	1417	1367	1316	1282	1203	1143	1080	1006
-32,5	1782	1736	1690	1642	1595	1543	1488	1433	1374	1310	1244	1176	1102
-30	1948	1900	1848	1796	1745	1687	1628	1566	1502	1434	1362	1287	1206
-27,5	2119	2066	2011	1954	1896	1835	1771	1704	1635	1559	1482	1400	1312
-25	2302	2245	2185	2124	2062	1994	1924	1853	1777	1685	1610	1527	1427
-22,5	2503	2441	2375	2309	2242	2168	2092	2013	1933	1843	1752	1656	1552
-20	2711	2643	2573	2501	2424	2348	2267	2180	1996	1996	1897	1794	1681
-17,5	2941	2868	2789	2712	2632	2548	2458	2365	2280	2165	2058	1945	1824
-15	3176	3097	3013	2939	2843	2750	2654	2554	2450	2338	2220	2100	1968
-12,5	3430	3355	3264	3173	3080	2978	2874	2765	2653	2532	2405	2274	2130
-10	3709	3627	3529	3420	332	3213	3110	2983	2862	2730	2593	2452	2298
-7,5	4009	3906	3800	3696	3588	3470	3354	3222	3091	2948	2800	2648	2480
-5	4322	4214	4098	3983	3868	3740	3610	3470	3338	3175	3015	2850	2670
-2,5	4657	4540	4416	4293	4170	4030	3888	3730	3588	3420	3246	3068	2872
0	5024	4900	4765	4629	4495	4345	4192	4003	3865	3685	3499	3305	3095
-50	932	909	884	860	835	808	779	750	721	688	656	622	585
-47,5	1031	1006	978	952	923	894	862	830	797	762	727	689	648
-45	1135	1106	1076	1047	1016	984	949	914	878	840	801	759	715
-42,5	1249	1217	1184	1152	1118	1083	1045	1006	966	924	882	836	784
-40	1369	1335	1299	1265	1227	1189	1147	1105	1062	1015	969	919	866
-37,5	1500	1463	1424	1386	1345	1303	1257	1211	1164	1113	1062	1008	949
-35	1638	1598	1555	1514	1470	1424	1374	1323	1272	1217	1162	1103	1038
-32,5	1783	1738	1692	1647	1600	1559	1495	1440	1384	1324	1264	1200	1130
-30	1950	1892	1850	1802	1748	1694	1635	1575	1514	1449	1384	1313	1237
-27,5	2121	2069	2013	1960	1901	1843	1779	1713	1647	1576	1515	1429	1346
-25	2304	2248	2188	2130	2068	2003	1933	1863	1792	1714	1636	1553	1464
-22,5	2505	2444	2378	2316	2248	2178	2102	2025	1948	1863	1770	1688	1592
-20	2714	2646	2576	2509	2434	2360	2278	2184	2110	2018	1928	1830	1724
-17,5	2944	2871	2792	2720	2639	2568	2469	2378	2288	2188	2090	1984	1869
-15	3179	3101	3027	2938	2850	2762	2666	2568	2470	2363	2258	2142	2019
-12,5	3443	3360	3268	3182	3090	2994	2889	2783	2676	2560	2445	2321	2186
-10	3712	3632	3525	3430	3339	3227	3114	3000	2885	2759	2634	2502	2356
-7,5	4012	3912	3808	3708	3591	3488	3363	3240	3115	2979	2847	2700	2543
-5	4325	4220	4106	3995	3878	3759	3628	3491	3358	3210	3068	2910	2740
-2,5	4660	4545	4421	4305	4179	4047	3905	3760	3617	3458	3300	3130	2948
0	5028	4905	4770	4642	4502	4364	4210	4055	3895	3724	3555	3373	3172

Давление $p = 120$ атм

ТАБЛИЦА 8

Теоретическая объемная холодопроизводительность хлористого

 q_0 ккал/м³

Темпера- тура испарения °Ц	Температура перед регулирующим вентилем												
	10°	12,5°	16°	17,5°	20°	22,5°	25°	27,5°	30°	32,5°	35°	37,5°	40°
-30	168	167	165	163	161	159	158	156	154	152	150	148	147
-27,5	188	186	184	182	180	178	176	174	172	170	168	166	164
-25	209	207	205	202	200	198	196	194	191	189	187	185	182
-22,5	231	229	226	224	221	219	216	214	211	209	207	204	202
-20	256	253	251	248	245	243	240	237	234	232	229	226	223
-17,5	283	280	277	274	271	268	265	262	259	256	253	250	247
-15	313	310	306	303	300	297	293	290	287	283	280	277	273
-12,5	346	342	339	335	332	328	324	321	317	313	310	306	302
-10	381	377	373	369	365	361	357	353	349	345	341	337	333
-7,5	418	414	409	405	401	396	392	388	383	379	375	370	366
-5	459	454	450	445	440	435	430	426	421	416	412	407	402
-2,5	504	499	494	489	483	478	473	468	463	457	452	447	441
0	553	547	542	536	530	525	519	513	508	502	496	490	484
+2,5	606	600	594	588	581	575	569	563	556	550	544	538	531
+5	662	655	648	642	635	628	622	615	608	601	594	587	580
+7,5	721	714	707	699	692	685	677	670	663	655	648	641	633
+10	785	777	769	761	753	745	737	729	721	713	705	697	689

ТАБЛИЦА 9

Теоретическая удельная холодопроизводительность хла./л. с. ч. для аммиака

По типу холодильника	По типу холодильника	Температура испарения																По типу холодильника
		-50	-47,5	-45	-42,5	-40	-37,5	-35	-32,5	-30	-27,5	-25	-22,5	-20	-17,5	-15	-12,5	
+10	0	1 581	1 590	1 595	1 600	1 605	1 610	1 615	1 620	1 625	1 630	1 635	1 640	1 645	1 650	1 655	1 660	0
	2,5	1 543	1 550	1 555	1 560	1 565	1 570	1 575	1 580	1 585	1 590	1 595	1 600	1 605	1 610	1 615	1 620	10
	5	1 505	1 512	1 517	1 522	1 527	1 532	1 537	1 542	1 547	1 552	1 557	1 562	1 567	1 572	1 577	1 582	20
	7,5	1 467	1 474	1 479	1 484	1 489	1 494	1 499	1 504	1 509	1 514	1 519	1 524	1 529	1 534	1 539	1 544	30
	10	1 429	1 436	1 441	1 446	1 451	1 456	1 461	1 466	1 471	1 476	1 481	1 486	1 491	1 496	1 501	1 506	40
+15	0	1 784	1 793	1 798	1 803	1 808	1 813	1 818	1 823	1 828	1 833	1 838	1 843	1 848	1 853	1 858	1 863	0
	2,5	1 746	1 755	1 760	1 765	1 770	1 775	1 780	1 785	1 790	1 795	1 800	1 805	1 810	1 815	1 820	1 825	10
	5	1 708	1 717	1 722	1 727	1 732	1 737	1 742	1 747	1 752	1 757	1 762	1 767	1 772	1 777	1 782	1 787	20
	7,5	1 670	1 679	1 684	1 689	1 694	1 699	1 704	1 709	1 714	1 719	1 724	1 729	1 734	1 739	1 744	1 749	30
	10	1 632	1 641	1 646	1 651	1 656	1 661	1 666	1 671	1 676	1 681	1 686	1 691	1 696	1 701	1 706	1 711	40
+20	0	1 987	1 996	2 001	2 006	2 011	2 016	2 021	2 026	2 031	2 036	2 041	2 046	2 051	2 056	2 061	2 066	0
	2,5	1 949	1 958	1 963	1 968	1 973	1 978	1 983	1 988	1 993	1 998	2 003	2 008	2 013	2 018	2 023	2 028	10
	5	1 911	1 920	1 925	1 930	1 935	1 940	1 945	1 950	1 955	1 960	1 965	1 970	1 975	1 980	1 985	1 990	20
	7,5	1 873	1 882	1 887	1 892	1 897	1 902	1 907	1 912	1 917	1 922	1 927	1 932	1 937	1 942	1 947	1 952	30
	10	1 835	1 844	1 849	1 854	1 859	1 864	1 869	1 874	1 879	1 884	1 889	1 894	1 899	1 904	1 909	1 914	40
+25	0	2 192	2 201	2 206	2 211	2 216	2 221	2 226	2 231	2 236	2 241	2 246	2 251	2 256	2 261	2 266	2 271	0
	2,5	2 154	2 163	2 168	2 173	2 178	2 183	2 188	2 193	2 198	2 203	2 208	2 213	2 218	2 223	2 228	2 233	10
	5	2 116	2 125	2 130	2 135	2 140	2 145	2 150	2 155	2 160	2 165	2 170	2 175	2 180	2 185	2 190	2 195	20
	7,5	2 078	2 087	2 092	2 097	2 102	2 107	2 112	2 117	2 122	2 127	2 132	2 137	2 142	2 147	2 152	2 157	30
	10	2 040	2 049	2 054	2 059	2 064	2 069	2 074	2 079	2 084	2 089	2 094	2 099	2 104	2 109	2 114	2 119	40
+30	0	2 397	2 406	2 411	2 416	2 421	2 426	2 431	2 436	2 441	2 446	2 451	2 456	2 461	2 466	2 471	2 476	0
	2,5	2 359	2 368	2 373	2 378	2 383	2 388	2 393	2 398	2 403	2 408	2 413	2 418	2 423	2 428	2 433	2 438	10
	5	2 321	2 330	2 335	2 340	2 345	2 350	2 355	2 360	2 365	2 370	2 375	2 380	2 385	2 390	2 395	2 400	20
	7,5	2 283	2 292	2 297	2 302	2 307	2 312	2 317	2 322	2 327	2 332	2 337	2 342	2 347	2 352	2 357	2 362	30
	10	2 245	2 254	2 259	2 264	2 269	2 274	2 279	2 284	2 289	2 294	2 299	2 304	2 309	2 314	2 319	2 324	40

11-11-11
 11-11-11
 11-11-11

283

ТАБЛИЦА 10

Теоретическая удельная холодопроизводительность ккал/а. с. для сернистого ангидрида

Температура конденсации °Ц	Температура перед регул. вент. °Ц	Температура испарения														+7,5°	+10°
		-30°	-27,5°	-25°	-22,5°	-20°	-17,5°	-15°	-12,5°	-10°	-7,5°	-5°	-2,5°	0°	+2,5°	+5°	+7,5°
+10	0	3 453	3 756	4 104	4 508	4 977	5 534	6 203	7 020	8 046	9 365	11 126	13 592	17 297	—	—	—
	+2,5	3 422	3 722	4 067	4 468	4 933	5 485	6 148	6 958	7 975	9 282	11 027	13 472	17 144	23 268	—	—
	+5	3 391	3 688	4 030	4 427	4 888	5 435	6 092	6 895	7 915	9 199	10 928	13 351	16 990	23 059	35 200	—
	+7,5	3 359	3 654	3 993	4 386	4 843	5 385	6 036	6 832	7 830	9 114	10 828	13 229	16 835	22 848	34 878	70 980
+12,5	+10	3 327	3 619	3 955	4 344	4 797	5 334	5 979	6 768	7 757	9 029	10 727	13 105	16 678	22 635	34 533	70 319
	0	3 251	3 523	3 852	4 186	4 596	5 075	5 641	6 322	7 156	8 200	9 541	11 337	13 851	—	—	∞
	+2,5	3 222	3 491	3 798	4 149	4 555	5 030	5 591	6 266	7 092	8 128	9 459	11 237	13 725	17 468	—	—
	+5	3 193	3 459	3 763	4 111	4 514	4 984	5 541	6 209	7 028	8 055	9 374	11 136	13 604	17 311	23 491	—
+15	+7,5	3 163	3 427	3 728	4 073	4 472	4 938	5 490	6 152	6 964	7 981	9 288	11 034	13 450	17 152	23 216	35 529
	+10	3 133	3 394	3 693	4 035	4 430	4 892	5 438	6 092	6 899	7 906	9 201	10 931	13 355	16 992	23 059	35 198
	+12,5	3 102	3 361	3 657	3 996	4 387	4 845	5 386	6 036	6 833	7 831	9 114	10 827	13 250	16 831	23 840	71 626
	0	3 071	3 316	3 593	3 910	4 269	4 686	5 175	5 751	6 444	7 294	8 357	9 726	11 553	—	—	70 946
+17,5	+2,5	3 044	3 286	3 561	3 875	4 231	4 644	5 129	5 700	6 387	7 229	8 283	9 640	11 451	13 983	—	—
	+5	3 016	3 256	3 528	3 840	4 192	4 602	5 083	5 649	6 330	7 164	8 209	9 554	11 348	13 863	—	—
	+7,5	2 988	3 226	3 495	3 804	4 153	4 560	5 036	5 597	6 272	7 098	8 134	9 466	11 244	13 730	17 637	—
	+10	2 959	3 195	3 462	3 768	4 114	4 517	4 988	5 544	6 213	7 032	8 068	9 378	11 139	13 606	17 476	28 715
+20	+12,5	2 930	3 164	3 429	3 732	4 075	4 474	4 940	5 491	6 154	6 965	7 981	9 289	11 033	13 479	17 149	35 559
	+15	2 891	3 133	3 395	3 695	4 035	4 430	4 892	5 438	6 094	6 898	7 904	9 199	10 927	13 349	16 983	35 419
	+17,5	2 864	3 105	3 353	3 634	3 951	4 316	4 737	5 229	5 812	6 513	7 570	8 444	9 828	11 671	14 127	35 175
	0	2 838	3 077	3 322	3 601	3 915	4 277	4 694	5 182	5 759	6 454	7 304	8 368	9 738	11 566	14 027	—
+22,5	+2,5	2 831	3 048	3 291	3 568	3 879	4 238	4 651	5 134	5 706	6 395	7 237	8 291	9 559	11 461	13 998	—
	+5	2 804	3 019	3 260	3 534	3 843	4 198	4 607	5 085	5 653	6 335	7 169	8 214	9 539	11 354	13 868	17 908
	+7,5	2 776	2 989	3 229	3 500	3 806	4 157	4 563	5 037	5 599	6 275	7 101	8 136	9 468	11 246	13 737	17 802
	+10	2 749	2 960	3 197	3 466	3 751	4 117	4 519	4 988	5 545	6 214	7 032	8 057	9 376	11 136	13 601	23 709
+25	+12,5	2 721	2 930	3 165	3 431	3 714	4 076	4 474	4 939	5 490	6 153	6 963	7 978	9 284	11 028	13 470	23 481
	+15	2 715	2 915	3 139	3 391	3 673	3 994	4 363	4 787	5 284	5 873	6 581	7 446	8 531	9 926	11 789	23 251
	+17,5	2 690	2 888	3 110	3 360	3 639	3 957	4 323	4 743	5 235	5 819	6 520	7 378	8 413	9 835	11 631	—
	0	2 664	2 860	3 081	3 329	3 604	3 920	4 282	4 699	5 186	5 764	6 459	7 309	8 374	9 741	11 572	14 268
+27,5	+2,5	2 638	2 833	3 051	3 297	3 570	3 883	4 241	4 654	5 137	5 709	6 398	7 240	8 294	9 651	11 462	17 981
	+5	2 612	2 805	3 021	3 264	3 535	3 845	4 200	4 609	5 087	5 654	6 336	7 170	8 214	9 559	11 352	17 810
	+7,5	2 586	2 777	2 991	3 231	3 501	3 807	4 158	4 563	5 037	5 598	6 273	7 099	8 136	9 464	11 240	17 638
	+10	2 559	2 748	2 960	3 198	3 464	3 768	4 116	4 517	4 986	5 542	6 210	7 028	8 052	9 369	11 127	17 464
+30	+12,5	2 533	2 745	2 949	3 175	3 427	3 714	4 038	4 409	4 839	5 340	5 984	6 649	7 523	8 619	10 027	11 908
	+15	2 508	2 719	2 921	3 145	3 395	3 679	4 000	4 367	4 793	5 290	5 879	6 587	7 453	8 539	9 934	11 797
	+17,5	2 484	2 686	2 882	3 105	3 352	3 643	3 962	4 325	4 747	5 240	5 823	6 524	7 383	8 458	9 840	11 685
	+20	2 459	2 659	2 853	3 075	3 320	3 604	3 923	4 283	4 701	5 189	5 763	6 461	7 311	8 376	9 745	11 572
+32,5	+22,5	2 433	2 612	2 806	3 023	3 263	3 536	3 845	4 198	4 607	5 086	5 632	6 333	7 166	8 210	9 552	11 333
	0	2 413	2 585	2 771	2 991	3 229	3 499	3 805	4 155	4 560	5 034	5 594	6 268	7 093	8 126	9 454	11 227
	+2,5	2 388	2 556	2 738	2 954	3 188	3 444	3 734	4 074	4 474	4 944	5 494	6 164	7 004	8 044	9 374	11 104
	+5	2 363	2 528	2 707	2 920	3 150	3 402	3 688	4 024	4 424	4 894	5 444	6 114	7 054	8 094	9 424	11 094

+15	2377	2511	2506	2469	2462	3179	3431	3681	4002	4876	4796	5293	5881	6589	7455	8540	9985	11799
+17,5	2353	2515	2496	2723	2925	3148	3398	3645	3982	4876	4796	5241	5823	6524	7382	8456	9837	11852
+20	2329	2489	2468	2668	2866	3085	3330	3608	3922	4827	4749	5183	5764	6459	7305	8371	9739	11665
+22,5	2305	2463	2436	2640	2836	3053	3296	3571	3882	4239	4652	5135	5705	6393	7233	8285	9639	11441
+25	2280	2437	2406	2612	2806	3020	3261	3533	3841	4195	4604	5081	5646	6326	7158	8199	9539	11328
+12,5	2299	2451	2620	2808	3014	3244	3502	3793	4124	4503	4908	5453	6059	6788	7679	8795	10231	
+15	2276	2427	2594	2781	2986	3213	3468	3756	4084	4459	4892	5400	6004	6722	7605	8710	10132	
+17,5	2253	2403	2568	2753	2955	3181	3434	3719	4043	4415	4844	5347	5941	6656	7530	8624	10088	
+20	2230	2378	2542	2725	2925	3149	3399	3682	4002	4371	4795	5283	5881	6589	7454	8537	9932	
+22,5	2206	2353	2516	2696	2894	3116	3364	3644	3961	4326	4746	5239	5821	6522	7377	8450	9830	
+25	2183	2328	2489	2668	2864	3083	3329	3606	3920	4281	4696	5184	5760	6454	7300	8362	9727	
+27,5	2159	2303	2462	2639	2833	3050	3293	3567	3878	4235	4646	5129	5699	6385	7223	8273	9624	
+15	2183	2323	2480	2651	2839	3047	3280	3540	3834	4167	4549	4992	5509	6121	6956	7757	8884	
+17,5	2161	2300	2455	2624	2810	3017	3247	3506	3796	4126	4504	4943	5455	6061	6788	7680	8796	
+20	2139	2276	2430	2597	2782	2986	3214	3470	3757	4085	4463	4893	5400	6000	6720	7603	8708	
+22,5	2117	2253	2405	2570	2753	2955	3181	3434	3719	4043	4415	4844	5347	5941	6656	7530	8624	
+25	2094	2229	2379	2543	2724	2924	3148	3398	3680	4001	4367	4792	5289	5876	6682	7447	8529	
+27,5	2071	2205	2353	2516	2695	2893	3114	3362	3641	3968	4321	4741	5233	5814	6512	7368	8438	
+30	2048	2180	2327	2488	2665	2861	3080	3325	3601	3915	4274	4690	5176	5751	6442	7288	8347	
+17,5	2076	2207	2350	2508	2680	2869	3081	3315	3578	3875	4212	4597	5045	5567	6184	6927	7836	
+20	2055	2184	2326	2482	2653	2840	3050	3282	3542	3836	4170	4551	4994	5511	6122	6857	7757	
+22,5	2033	2161	2302	2456	2625	2811	3019	3248	3506	3797	4127	4504	4943	5454	6069	6787	7677	
+25	2011	2138	2278	2430	2598	2781	2987	3214	3469	3757	4084	4457	4891	5397	5994	6716	7597	
+27,5	1989	2115	2253	2404	2570	2751	2955	3180	3432	3717	4040	4410	4839	5340	5932	6645	7517	
+30	1967	2092	2228	2378	2542	2721	2923	3145	3395	3677	3996	4362	4787	5282	5868	6573	7435	
+32,5	1945	2068	2203	2351	2513	2691	2890	3110	3357	3636	3952	4314	4734	5224	5803	6503	7353	
+20	1966	2098	2232	2377	2535	2710	2901	3113	3351	3616	3915	4256	4646	5096	5622	6247	6997	
+22,5	1945	2076	2209	2359	2508	2682	2871	3081	3317	3579	3875	4213	4599	5044	5565	6183	6925	
+25	1921	2054	2185	2328	2482	2653	2841	3049	3282	3542	3834	4169	4551	4992	5507	6118	6853	
+27,5	1903	2032	2161	2303	2455	2625	2811	3017	3247	3504	3793	4125	4502	4939	5448	6053	6780	
+30	1882	2010	2137	2277	2429	2596	2780	2984	3212	3468	3752	4080	4454	4885	5389	5988	6707	
+32,5	1872	1987	2111	2252	2402	2567	2749	2951	3176	3423	3711	4035	4405	4831	5330	5922	6433	
+35	1851	1964	2089	2226	2374	2538	2718	2917	3140	3389	3669	3989	4355	4777	5270	5855	6558	
+22,5	1867	2000	2123	2259	2404	2561	2740	2933	3147	3387	3654	3957	4301	4695	5149	5681	6311	
+25	1846	1979	2101	2235	2379	2537	2711	2902	3114	3352	3616	3916	4256	4646	5095	5622	6245	
+27,5	1826	1957	2078	2210	2353	2509	2682	2871	3081	3316	3577	3874	4211	4597	5041	5562	6179	
+30	1805	1935	2055	2186	2327	2482	2653	2840	3047	3280	3538	3832	4165	4547	4986	5502	6112	
+32,5	1784	1891	2009	2137	2275	2426	2593	2776	3013	3244	3499	3790	4119	4497	4931	5441	6045	
+35	1763	1869	1985	2112	2248	2398	2563	2744	2979	3207	3420	3704	4026	4406	4876	5380	5977	
+37,5	1802	1908	2022	2148	2282	2430	2592	2768	2962	3181	3422	3692	3996	4345	4742	5202	5739	
+25	1783	1887	2000	2125	2258	2404	2564	2739	2931	3147	3385	3653	3956	4299	4692	5147	5678	
+30	1763	1866	1978	2101	2233	2377	2536	2709	2899	3113	3348	3613	3913	4253	4641	5091	5617	
+32,5	1743	1845	1956	2078	2208	2351	2508	2679	2867	3079	3311	3573	3870	4206	4590	5035	5555	
+35	1723	1824	1933	2054	2183	2324	2479	2648	2834	3044	3274	3533	3826	4158	4538	4978	5499	
+37,5	1703	1801	1911	2030	2158	2297	2451	2618	2802	3009	3237	3493	3782	4111	4486	4921	5429	
+40	1682	1781	1888	2006	2132	2270	2422	2587	2769	2974	3199	3452	3738	4063	4434	4864	5363	

ТАВЛИЦА 11

Теоретическая удельная холодопроизводительность хла./л. с. ч. для углекислоты

Давление $p = 50 \text{ атм}$			$p = 55 \text{ атм}$					$p = 60 \text{ атм}$					$p = 65 \text{ атм}$				
Темпе- ратура испаре- ния °C	Температура перед регул. вентилем		Температура перед регулирующим вен- тилем					Температура перед регулирующим вентилем					Температура перед регулирующим вентилем				
	10°	12,5°	10°	12,5°	15°	10°	12,5°	15°	17,5°	20°	10°	12,5°	15°	17,5°	20°	22,5°	
-50	1393	1339	1329	1282	1229	1269	1238	1182	1128	1064	1219	1180	1140	1092	1041	978	
-47,5	1494	1427	1403	1351	1298	1342	1291	1250	1193	1126	1288	1247	1205	1154	1100	1034	
-45	1587	1526	1498	1446	1396	1427	1381	1329	1269	1198	1373	1329	1285	1231	1174	1103	
-42,5	1698	1633	1598	1542	1478	1523	1475	1420	1359	1280	1461	1415	1367	1310	1249	1175	
-40	1824	1755	1710	1660	1592	1635	1582	1524	1455	1374	1559	1510	1470	1398	1334	1255	
-37,5	1953	1879	1835	1771	1698	1741	1686	1630	1550	1464	1656	1604	1551	1486	1418	1333	
-35	2115	2015	1960	1902	1824	1869	1800	1738	1656	1564	1765	1710	1653	1584	1512	1422	
-32,5	2289	2183	2103	2041	1954	1990	1926	1855	1773	1674	1886	1826	1766	1692	1615	1519	
-30	2482	2369	2281	2202	2112	2131	2063	1987	1909	1794	2015	1952	1888	1809	1727	1626	
-27,5	2668	2571	2485	2389	2291	2315	2232	2159	2063	1949	2162	2094	2025	1941	1857	1743	
-25	2921	2812	2692	2580	2494	2498	2419	2330	2227	2104	2323	2250	2176	2086	1991	1873	
-22,5	3215	3075	2908	2807	2704	2684	2609	2524	2403	2261	2505	2427	2347	2250	2147	2021	
-20	3524	3374	3155	3057	2932	2916	2838	2725	2604	2460	2704	2620	2534	2429	2318	2182	
-17,5	3869	3724	3446	3327	3192	3169	3089	2956	2825	2669	2923	2831	2738	2625	2505	2368	
-15	4258	4105	3759	3629	3482	3444	3335	3212	3070	2900	3154	3055	2955	2832	2704	2544	
-12,5	4717	4610	4130	4007	3842	3740	3632	3499	3345	3161	3402	3295	3187	3064	2915	2743	
-10	5332	531	4615	4456	4274	4090	3960	3814	3645	3443	3705	3589	3470	3326	3175	2987	
-7,5	6114	5845	5189	5010	4805	4546	4461	4296	4104	3877	4096	3967	3836	3676	3508	3301	
-5	7115	6807	5863	5660	5438	5117	4985	4772	4559	4306	4600	4417	4271	4093	3905	3675	
-2,5	8492	8171	6898	6658	6385	5923	5723	5511	5265	4941	5160	4997	4831	4629	4416	4153	
0	10459	10062	8211	7926	7599	6782	6565	6321	6037	5700	5857	5672	5452	5233	5011	4712	

Давление $p = 70 \text{ атм}$			Температура перед регулирующим вентилем $p = 75 \text{ атм}$					Температура перед регулирующим вентилем									
°C	Температура перед регулирующим вентилем		Температура перед регулирующим вентилем		Температура перед регулирующим вентилем		Температура перед регулирующим вентилем		Температура перед регулирующим вентилем		Температура перед регулирующим вентилем						
	10°	12,5°	16°	17,5°	20°	22,5°	25°	27,5°	10°	12,5°	15°	17,5°	20°	22,5°	25°	27,5°	30°
-50	1175	1140	1101	1059	1012	961	898	796	1134	1100	1065	1029	984	942	887	817	716
-47,5	1247	1190	1150	1106	1057	1004	938	832	1199	1163	1126	1087	1041	996	938	865	758
-45	1310	1271	1228	1182	1120	1073	1003	890	1269	1231	1192	1151	1102	1055	994	917	804
-42,5	1395	1354	1308	1259	1204	1144	1069	949	1345	1305	1264	1220	1169	1119	1055	976	853
-40	1487	1443	1395	1342	1283	1220	1140	1013	1436	1393	1349	1303	1249	1195	1127	1040	912
-37,5	1577	1530	1479	1424	1361	1293	1210	1075	1521	1476	1430	1381	1323	1267	1194	1112	968

-35	1676	1627	1572	1513	1447	1376	1287	1143	1612	1564	1515	1463	1402	1343	1286	1178	1028
-32,5	1785	1733	1675	1612	1542	1470	1371	1219	1714	1663	1611	1556	1491	1428	1347	1234	1083
-30	1907	1850	1789	1722	1647	1566	1465	1303	1824	1770	1715	1656	1587	1520	1434	1324	1164
-27,5	2042	1982	1916	1844	1764	1678	1569	1396	1948	1890	1831	1769	1696	1624	1532	1415	1244
-25	2185	2121	2050	1974	1888	1796	1680	1494	2080	2019	1955	1889	1811	1734	1636	1511	1329
-22,5	2345	2276	2201	2119	2027	1928	1803	1604	2225	2139	2073	2002	1939	1849	1734	1602	1409
-20	2519	2445	2364	2276	2177	2070	1937	1723	2369	2298	2227	2151	2032	1919	1864	1721	1514
-17,5	2700	2620	2533	2439	2333	2219	2076	1847	2541	2465	2389	2307	2212	2119	1999	1846	1624
-15	2900	2815	2721	2620	2507	2384	2230	1984	2724	2643	2561	2473	2371	2271	2143	1979	1740
-12,5	3141	3048	2947	2837	2714	2581	2414	2147	2920	2833	2755	2652	2542	2435	2297	2121	1865
-10	3384	3308	3179	3061	2927	2784	2614	2315	3163	3069	2974	2872	2753	2637	2487	2297	2019
-7,5	3711	3601	3482	3352	3206	3048	2850	2534	3409	3307	3214	3094	2966	2840	2679	2478	2173
-5	4098	3977	3844	3700	3539	3365	3146	2796	3755	3643	3529	3408	3267	3128	2957	2732	2392
-2,5	4592	4455	4306	4145	3963	3768	3522	3129	4200	4074	3947	3811	3652	3497	3297	3042	2671
0	5242	5086	4915	4730	4523	4299	4017	3567	4768	4625	4480	4325	4145	3968	3740	3451	3028

Давление $p = 80$ мм. Температура перед регулирующим вентилем

°C	10°	12,5°	15°	17,5°	20°	22,5°	25°	27,5°	30°	32,5°	35°	37,5°	40°
-50	1099	1067	1033	998	959	918	872	815	753	618	283	172	103
-47,5	1159	1126	1091	1054	1012	969	921	863	796	653	301	185	112
-45	1226	1190	1153	1115	1071	1026	975	913	842	693	322	199	122
-42,5	1295	1253	1219	1181	1132	1084	1030	966	891	733	344	213	132
-40	1330	1339	1299	1255	1206	1156	1098	1030	951	783	367	230	144
-37,5	1465	1422	1379	1323	1281	1228	1167	1094	1019	832	392	247	156
-35	1548	1513	1457	1409	1355	1298	1234	1167	1089	881	417	264	168
-32,5	1643	1606	1547	1495	1437	1378	1310	1237	1135	936	445	282	180
-30	1744	1694	1624	1568	1527	1463	1391	1305	1205	995	474	302	194
-27,5	1868	1810	1753	1697	1631	1564	1487	1395	1289	1064	508	324	209
-25	1992	1925	1867	1805	1736	1664	1582	1485	1372	1133	542	346	224
-22,5	2104	2043	1982	1916	1842	1766	1680	1576	1456	1203	576	369	239
-20	2266	2171	2106	2036	1958	1877	1785	1675	1548	1279	613	393	255
-17,5	2383	2314	2245	2170	2087	2000	1902	1785	1650	1364	653	418	272
-15	2531	2477	2402	2323	2233	2141	2035	1910	1765	1458	698	447	290
-12,5	2737	2668	2578	2493	2397	2297	2185	2049	1894	1564	748	477	309
-10	2954	2869	2782	2690	2586	2479	2357	2211	2043	1687	805	513	331
-7,5	3205	3092	2999	2899	2787	2671	2540	2382	2205	1816	863	550	354
-5	3484	3383	3280	3171	3048	2921	2777	2608	2405	1984	940	594	378
-2,5	3862	3749	3635	3514	3377	3236	3076	2884	2663	2194	1034	650	410
0	4370	4242	4113	3975	3820	3660	3478	3260	3010	2478	1161	726	453

Давление $p = 85 \text{ атм}$

Температура испарения °C	Температура перед регулирующим вентилем										
	10°	12,5°	15°	17,5°	20°	22,5°	25°	27,5°	30°	32,5°	35°
-50	1068	1088	1005	973	937	900	858	814	760	680	550
-47,5	1124	1093	1058	1024	986	948	904	857	801	717	581
-45	1186	1155	1118	1083	1043	1002	956	907	847	759	616
-42,5	1256	1222	1183	1146	1104	1061	1012	960	907	805	653
-40	1320	1303	1262	1212	1177	1132	1070	1025	958	859	698
-37,5	1409	1371	1329	1286	1239	1191	1136	1079	1008	905	736
-35	1492	1451	1405	1362	1312	1261	1204	1141	1068	959	780
-32,5	1581	1538	1490	1443	1390	1337	1276	1212	1133	1017	828
-30	1681	1635	1584	1534	1478	1422	1357	1289	1205	1082	882
-27,5	1786	1748	1693	1631	1571	1511	1442	1370	1281	1151	938
-25	1899	1848	1790	1734	1671	1607	1534	1457	1363	1224	998
-22,5	2004	1950	1899	1830	1774	1696	1620	1539	1449	1292	1054
-20	2132	2075	2010	1948	1877	1805	1723	1637	1531	1376	1122
-17,5	2270	2209	2139	2073	1998	1922	1835	1742	1630	1464	1194
-15	2421	2356	2282	2211	2131	2049	1956	1858	1738	1561	1273
-12,5	2604	2534	2464	2387	2290	2202	2102	2005	1875	1684	1373
-10	2797	2722	2636	2554	2461	2367	2259	2145	2006	1802	1478
-7,5	3012	2931	2838	2750	2650	2548	2432	2309	2159	1938	1589
-5	3261	3173	3073	2997	2893	2788	2662	2498	2346	2097	1726
-2,5	3612	3515	3403	3296	3175	3053	2913	2765	2585	2319	1886
0	4026	3916	3791	3672	3537	3401	3244	3079	2877	2580	2096

Давление $p = 90 \text{ атм}$

-50	1041	1014	983	951	917	884	846	804	758	701	629	521	373
-47,5	1097	1067	1034	1002	965	931	891	847	798	739	664	550	395
-45	1157	1125	1091	1057	1018	982	940	894	843	780	701	582	418
-42,5	1225	1192	1156	1119	1079	1041	996	947	893	827	744	618	442

467
497
530
564
599
635
672
714
760
808
861
924
967
1054
1132
1233
1358

656
694
732
778
825
874
925
981
1045
1111
1184
1271
1366
1456
1563
1706
1883

788
833
879
933
990
1047
1108
1176
1252
1331
1429
1524
1625
1735
1877
2051
2265

876
926
976
1036
1099
1162
1230
1304
1407
1498
1586
1687
1799
1930
1806
1925
2084
2278
2517

946
1001
1054
1118
1186
1254
1327
1405
1490
1586
1687
1799
1930
1806
1925
2084
2278
2517

1003
1061
1117
1184
1256
1328
1405
1490
1586
1687
1799
1930
2063
2201
2383
2607
2882

1054
1116
1174
1245
1320
1396
1476
1566
1667
1773
1890
2030
2168
2314
2505
2740
3030

1101
1166
1226
1300
1378
1458
1542
1635
1740
1851
1974
2120
2263
2416
2616
2862
3166

1142
1219
1270
1347
1428
1510
1597
1694
1803
1918
2045
2196
2344
2504
2711
2966
3281

1174
1244
1318
1397
1481
1566
1656
1756
1869
1989
2120
2278
2421
2596
2811
3077
3404

1223
1295
1360
1443
1529
1616
1709
1813
1930
2062
2188
2331
2500
2680
2903
3177
3515

1261
1336
1402
1487
1576
1666
1762
1869
1989
2116
2266
2413
2586
2763
2993
3276
3624

1296
1363
1441
1523
1619
1712
1811
1924
2044
2174
2318
2490
2658
2839
3034
3266
3725

1296
1363
1441
1523
1619
1712
1811
1924
2044
2174
2318
2490
2658
2839
3034
3266
3725

40
37,5
35
32,5
30
27,5
25
22,5
20
17,5
15
12,5
10
7,5
5
2,5
0

Даление $p = 95$ ама

487
513
542
575
610
646
685
725
768
813
861
911
967
1025
1087
1158
1228
1322
1420
1546
1704

578
608
642
681
725
764
810
856
908
960
1015
1076
1142
1208
1282
1368
1460
1559
1671
1877
2016

646
680
718
761
807
854
903
955
1012
1066
1131
1197
1272
1346
1428
1518
1627
1739
1834
2039
2250

683
718
758
803
854
899
953
1007
1068
1125
1193
1263
1341
1419
1506
1601
1717
1834
1973
2152
2375

751
790
833
882
938
987
1046
1105
1172
1234
1308
1385
1471
1557
1652
1757
1883
2013
2166
2363
2610

792
832
878
929
988
1040
1101
1164
1233
1299
1377
1458
1548
1639
1739
1849
1983
2119
2280
2480
2748

830
873
920
974
1036
1089
1154
1219
1292
1361
1446
1527
1622
1726
1831
1947
2076
2220
2389
2608
2881

865
909
958
1015
1078
1134
1201
1269
1335
1416
1501
1589
1687
1786
1890
2016
2161
2311
2457
2715
2999

897
943
994
1052
1118
1176
1245
1316
1394
1463
1556
1647
1749
1851
1965
2090
2241
2396
2579
2815
3110

930
977
1030
1091
1158
1218
1290
1363
1443
1520
1611
1705
1811
1917
2034
2163
2320
2481
2670
2915
3222

958
1007
1061
1123
1193
1265
1339
1414
1487
1565
1660
1756
1865
1974
2095
2228
2370
2556
2761
3003
3319

988
1038
1093
1157
1230
1298
1368
1446
1531
1612
1709
1809
1921
2033
2157
2295
2461
2633
2834
3094
3420

1015
1067
1124
1189
1273
1346
1406
1488
1573
1667
1756
1858
1973
2099
2217
2358
2529
2704
2912
3180
3515

1015
1067
1124
1189
1273
1346
1406
1488
1573
1667
1756
1858
1973
2099
2217
2358
2529
2704
2912
3180
3515

50
47,5
45
42,5
40
37,5
35
32,5
30
27,5
25
22,5
20
17,5
15
12,5
10
7,5
5
2,5
0

Теоретическая удельная холодопроизводительность хла./с.ч. для углекислоты
(продолжение)

Давление $p = 100 \text{ атм}$

Температура перед регулирующим вентилем

Температура испарения °C	10°	12,5°	15°	17,5°	20°	22,5°	25°	27,5°	30°	32,5°	35°	37,5°	40°
-50	991	964	937	909	879	848	814	779	740	698	652	599	535
-47,5	1045	1017	988	959	928	895	859	822	781	737	686	633	566
-45	1100	1070	1039	1012	979	945	907	868	825	779	727	670	599
-42,5	1160	1128	1096	1065	1030	994	955	913	868	819	766	708	631
-40	1225	1197	1158	1129	1092	1055	1003	969	912	860	808	749	670
-37,5	1295	1253	1218	1182	1144	1104	1061	1015	965	912	852	785	709
-35	1365	1323	1288	1250	1210	1169	1123	1075	1023	966	903	833	745
-32,5	1440	1402	1363	1323	1281	1236	1188	1137	1082	1022	955	881	789
-30	1524	1483	1441	1400	1355	1308	1257	1203	1145	1081	1010	933	836
-27,5	1604	1561	1518	1474	1427	1378	1324	1268	1206	1139	1066	983	881
-25	1695	1645	1604	1557	1506	1456	1399	1340	1274	1204	1128	1039	931
-22,5	1793	1746	1697	1648	1595	1541	1481	1418	1349	1274	1192	1100	986
-20	1901	1850	1809	1746	1690	1632	1578	1501	1438	1358	1271	1173	1051
-17,5	2019	1965	1911	1855	1796	1735	1667	1596	1528	1435	1342	1239	1110
-15	2141	2083	2026	1967	1904	1839	1767	1692	1610	1521	1423	1313	1177
-12,5	2266	2206	2144	2082	2015	1946	1870	1791	1703	1609	1505	1389	1245
-10	2407	2343	2277	2211	2140	2067	1986	1901	1809	1709	1598	1474	1321
-7,5	2573	2504	2434	2363	2287	2209	2122	2032	1932	1825	1707	1574	1410
-5	2771	2696	2621	2544	2463	2373	2284	2187	2080	1964	1837	1693	1516
-2,5	3014	2932	2850	2767	2678	2585	2483	2377	2260	2134	1995	1839	1645
0	3305	3216	3126	3034	2936	2834	2722	2605	2476	2338	2185	2013	1801

Давление $p = 105 \text{ атм}$

Температура испарения °C	10°	12,5°	15°	17,5°	20°	22,5°	25°	27,5°	30°	32,5°	35°	37,5°	40°
-50	969	944	917	890	862	832	801	767	733	692	651	604	552
-47,5	1021	995	966	938	909	877	844	809	773	731	687	638	583
-45	1077	1049	1019	989	958	925	891	855	816	771	726	674	616
-42,5	1138	1109	1077	1046	1013	978	942	903	863	816	768	713	653
-40	1202	1171	1138	1105	1071	1034	996	954	912	863	812	754	691
-37,5	1267	1235	1199	1165	1129	1090	1050	1007	962	910	857	796	729
-35	1331	1297	1260	1224	1186	1145	1103	1058	1011	957	901	837	767
-32,5	1406	1369	1331	1293	1253	1210	1165	1117	1069	1011	952	885	811
-30	1485	1447	1406	1365	1323	1278	1231	1181	1129	1069	1006	936	858
-27,5	1564	1524	1481	1439	1394	1347	1298	1246	1190	1126	1061	986	906
-25	1647	1605	1559	1516	1469	1418	1367	1311	1254	1187	1118	1039	953
-22,5	1737	1692	1644	1598	1549	1496	1441	1382	1322	1251	1179	1096	1005

Давление $p = 110 \text{ атм}$

-20	1537	1790	1739	1690	1638	1582	1524	1462	1398	1324	1247	1160	1064
-17,5	1941	1892	1838	1786	1731	1672	1611	1540	1478	1399	1318	1228	1124
-15	2061	2008	1951	1896	1833	1775	1710	1640	1569	1485	1399	1301	1193
-12,5	2192	2136	2075	2017	1954	1888	1819	1744	1668	1579	1487	1383	1268
-10	2325	2266	2192	2130	2074	1993	1921	1848	1761	1667	1570	1460	1339
-7,5	2468	2405	2336	2270	2200	2124	2047	1962	1877	1776	1672	1555	1425
-5	2643	2574	2501	2431	2355	2274	2190	2100	2008	1900	1799	1683	1536
-2,5	2869	2795	2715	2638	2556	2468	2377	2279	2179	2061	1940	1802	1651
0	3135	3053	2966	2892	2791	2695	2595	2488	2378	2249	2116	1966	1800

-50	947	922	897	870	844	814	784	752	719	684	646	606	561
-47,5	1001	975	948	919	892	861	829	796	761	724	684	642	594
-45	1058	1031	1003	973	944	911	877	842	806	767	725	680	630
-42,5	1117	1089	1059	1027	997	962	926	889	851	810	766	719	666
-40	1178	1148	1116	1083	1051	1015	977	938	898	855	808	759	703
-37,5	1237	1205	1172	1137	1104	1066	1027	986	944	898	850	799	739
-35	1300	1267	1232	1195	1161	1121	1079	1037	992	945	894	839	778
-32,5	1368	1334	1297	1259	1222	1181	1137	1092	1046	995	942	884	820
-30	1447	1410	1372	1331	1293	1249	1202	1155	1106	1053	996	936	868
-27,5	1521	1483	1443	1400	1359	1313	1265	1215	1163	1111	1048	985	914
-25	1602	1562	1519	1474	1432	1383	1332	1279	1225	1171	1104	1037	963
-22,5	1691	1648	1603	1556	1511	1460	1405	1351	1294	1232	1166	1095	1016
-20	1780	1736	1688	1638	1591	1537	1480	1425	1362	1297	1228	1154	1071
-17,5	1877	1830	1780	1728	1678	1621	1561	1500	1436	1368	1295	1216	1129
-15	1965	1915	1862	1807	1754	1691	1625	1556	1489	1416	1339	1255	1163
-12,5	2105	2053	1997	1938	1882	1818	1751	1682	1611	1534	1442	1353	1255
-10	2225	2172	2110	2047	1988	1921	1849	1777	1706	1620	1533	1440	1336
-7,5	2367	2308	2244	2178	2115	2040	1966	1889	1809	1722	1630	1530	1420
-5	2527	2463	2395	2324	2267	2179	2098	2015	1930	1837	1739	1632	1513
-2,5	2723	2655	2582	2504	2431	2348	2261	2171	2078	1988	1871	1756	1628
0	2971	2895	2816	2731	2652	2560	2465	2367	2265	2156	2038	1913	1773

Давление $p = 115 \text{ атм}$

-50	928	904	879	854	829	801	773	743	712	678	643	607	567
-47,5	982	957	931	904	878	848	818	786	754	718	681	643	602
-45	1037	1010	983	955	927	896	864	831	796	759	720	680	638
-42,5	1094	1067	1038	1008	979	946	913	878	841	804	761	719	673
-40	1154	1125	1095	1063	1032	998	962	926	888	847	803	759	711
-37,5	1211	1180	1148	1116	1083	1047	1010	972	932	889	844	798	749
-35	1275	1243	1209	1175	1141	1103	1064	1024	982	937	889	841	787
-32,5	1339	1305	1270	1234	1199	1159	1118	1076	1032	984	935	884	828
-30	1408	1373	1335	1298	1261	1219	1176	1132	1086	1036	984	930	871
-27,5	1479	1442	1403	1364	1324	1281	1236	1189	1141	1089	1034	978	916
-25	1553	1514	1473	1432	1391	1345	1298	1249	1198	1143	1086	1030	962
-22,5	1638	1587	1544	1501	1458	1410	1361	1310	1257	1199	1139	1087	1009

(продолжение)

Давление $p = 115$ атм

Темпера- тура испарения °C	Температура перед регулирующим вентилем												
	10°	12,5°	15°	17,5°	20°	22,5°	25°	27,5°	30°	32,5°	35°	37,5°	40°
-20	1722	1679	1634	1598	1543	1492	1440	1386	1330	1269	1205	1140	1064
-17,5	1816	1771	1723	1675	1627	1574	1519	1462	1402	1338	1271	1202	1126
-15	1921	1874	1823	1772	1711	1655	1606	1546	1483	1415	1344	1271	1191
-12,5	2023	1973	1920	1866	1812	1753	1691	1628	1562	1490	1415	1348	1254
-10	2149	2096	2039	1982	1925	1862	1796	1729	1658	1582	1502	1421	1331
-7,5	2274	2217	2157	2106	2036	1969	1899	1828	1753	1672	1589	1501	1419
-5	2422	2368	2304	2239	2174	2102	2028	1952	1877	1785	1695	1602	1501
-2,5	2597	2532	2463	2394	2324	2248	2168	2086	2000	1907	1810	1711	1602
0	2814	2743	2668	2593	2517	2434	2347	2258	2165	2064	1959	1851	1733

Давление $p = 120$ атм

-50	914	891	867	843	818	792	764	735	706	675	643	610	573
-47,5	963	939	913	889	862	835	805	775	744	711	679	643	606
-45	1017	993	965	939	911	882	851	819	787	752	718	681	640
-42,5	1071	1044	1016	989	959	929	896	863	829	793	757	718	675
-40	1130	1102	1072	1044	1013	981	946	911	876	837	799	758	714
-37,5	1190	1160	1129	1099	1066	1033	997	960	923	882	841	799	752
-35	1251	1220	1187	1156	1122	1087	1049	1010	971	929	887	841	792
-32,5	1312	1280	1246	1213	1177	1140	1100	1060	1019	975	931	883	832
-30	1373	1339	1303	1269	1231	1193	1151	1109	1066	1020	974	925	871
-27,5	1439	1403	1366	1329	1290	1250	1207	1163	1118	1069	1021	969	913
-25	1510	1473	1434	1396	1355	1313	1267	1221	1174	1123	1073	1018	959
-22,5	1585	1546	1505	1465	1422	1378	1330	1281	1232	1179	1126	1068	1007
-20	1670	1629	1586	1544	1498	1452	1402	1350	1298	1242	1187	1126	1061
-17,5	1759	1716	1670	1626	1578	1529	1476	1422	1367	1308	1249	1186	1117
-15	1862	1816	1768	1721	1670	1619	1562	1505	1447	1385	1323	1256	1183
-12,5	1967	1918	1867	1818	1764	1710	1650	1590	1528	1462	1396	1326	1249
-10	2088	2037	1982	1930	1873	1815	1751	1687	1622	1552	1482	1407	1325
-7,5	2218	2163	2105	2050	1989	1927	1860	1792	1722	1647	1573	1493	1406
-5	2355	2297	2235	2176	2111	2046	1974	1901	1828	1748	1669	1584	1491
-2,5	2511	2449	2383	2319	2250	2180	2104	2026	1947	1862	1778	1686	1588
0	2690	2623	2552	2484	2410	2335	2252	2169	2085	1993	1902	1804	1698

ТАБЛИЦА 12
Теоретическая удельная холодопроизводительность хла./л.с.ч. для хлорметана

Темпера- тура конденсации °C	темпера- тура перед регулирую- щим вентилем °C	Температура испарения																
		-30°	-27,5°	-25°	-22,5°	-20°	-17,5°	-15°	-12,5°	-10°	-7,5°	-5°	-2,5°	0°	+2,5°	+5°	+7,5°	+10°
+10	0	3520	3810	4140	4530	4990	5540	6200	7000	8010	5290	11020	13460	17130	—	—	—	—
	+2,5	3490	3770	4100	4490	4940	5480	6140	6930	7930	5200	10820	13330	16960	23070	—	—	—
	+5	3450	3730	4060	4440	4890	5430	6060	6860	7850	5110	10710	13200	16800	22860	34720	—	—
	+7,5	3420	3690	4020	4400	4840	5370	6030	6790	7770	9020	10610	13070	16640	22680	34380	69480	—
	+10	3380	3650	3980	4350	4790	5320	5970	6720	7700	8930	10500	12930	16470	22480	34040	68870	—
+12,5	0	3330	3580	3870	4210	4600	5080	5640	6330	7150	8170	9490	11260	13740	—	—	—	—
	+2,5	3300	3540	3830	4170	4550	5030	5590	6270	7080	8090	9400	11150	13610	17230	—	—	—
	+5	3260	3510	3790	4120	4510	4980	5530	6210	7010	8020	9310	11040	13490	17070	23080	—	—
	+7,5	3230	3470	3750	4080	4460	4930	5470	6150	6940	7940	9290	10930	13350	16910	22870	34430	—
	+10	3200	3440	3710	4140	4410	4880	5420	6090	6870	7860	9190	10820	13220	16740	22660	34110	69120
+15	+12,5	3160	3400	3670	4000	4370	4830	5360	6020	6800	7780	9030	10710	13090	16570	22440	33780	68430
	0	3140	3380	3640	3940	4290	4700	5180	5760	6440	7280	8340	9690	11480	—	—	—	—
	+2,5	3110	3350	3600	3900	4250	4650	5130	5710	6380	7210	8260	9600	11370	13870	—	—	—
	+5	3080	3310	3570	3860	4210	4610	5080	5650	6320	7140	8190	9500	11270	13740	17390	—	—
	+7,5	3050	3280	3530	3820	4160	4560	5030	5600	6250	7070	8090	9410	11160	13610	17220	23120	—
+17,5	+10	3010	3240	3490	3780	4120	4510	4980	5540	6190	7000	8010	9320	11050	13480	17050	22910	34350
	+12,5	2980	3210	3460	3740	4070	4460	4930	5480	6130	6920	7930	9220	10950	13340	16880	22700	34000
	+15	2950	3170	3420	3700	4030	4420	4880	5430	6060	6850	7850	9130	10840	13210	16710	22490	33760
	+17,5	2940	3160	3400	3680	3970	4350	4750	5240	5810	6510	7350	8400	9760	11560	—	—	—
	0	2910	3130	3370	3620	3920	4280	4700	5190	5750	6450	7290	8320	9670	11450	13920	—	—
+20	+2,5	2880	3100	3330	3590	3890	4240	4650	5140	5700	6390	7210	8240	9580	11340	13790	17300	—
	+5	2850	3060	3300	3550	3860	4190	4610	5090	5640	6320	7140	8160	9480	11230	13660	17130	22720
	+7,5	2820	3030	3260	3510	3810	4150	4560	5040	5590	6260	7070	8070	9390	11120	13520	16960	22490
	+10	2790	3000	3230	3470	3770	4100	4510	4980	5530	6190	7000	7990	9290	11010	13390	16800	22260
	+12,5	2760	2970	3190	3440	3730	4060	4460	4930	5470	6130	6930	7910	9200	10900	13260	16630	22030
+20	+15	2770	2960	3170	3410	3680	4010	4380	4810	5300	5880	6580	7440	8500	9840	11590	—	—
	+17,5	2740	2930	3140	3370	3640	3970	4340	4760	5250	5820	6520	7360	8420	9750	11470	13870	—
	0	2710	2900	3110	3340	3600	3930	4290	4720	5190	5760	6460	7290	8350	9650	11360	13780	17060
	+2,5	2680	2870	3070	3300	3570	3890	4250	4670	5140	5700	6390	7220	8280	9550	11250	13590	16890
	+5	2650	2840	3040	3270	3530	3850	4200	4620	5090	5640	6320	7140	8160	9450	11140	13450	16720
+20	+7,5	2630	2810	3000	3240	3490	3810	4160	4570	5030	5580	6260	7070	8080	9360	11020	13320	16550
	+10	2600	2780	2970	3210	3450	3770	4110	4520	4980	5520	6190	6990	7990	9260	10910	13180	16380

Теоретическая удельная холодопроизводительность хла./д.с.ч. для хлористого
(продолжение)

Темпера- тура конденсации °C	Темпера- тура перед регулирую- щим вентилем °C	Температура испарения																
		-30°	-27,5°	-25°	-22,5°	-20°	-17,5°	-15°	-12,5°	-10°	-7,5°	-5°	-2,5°	0°	+2,5°	+5°	+7,5°	+10°
+ 22,5	+ 7,5	2620	2800	3000	3220	3460	3740	4060	4430	4850	5340	5940	6680	7500	8550	9880	11650	—
	+ 10	2590	2770	2970	3180	3430	3690	4020	4380	4800	5280	5880	6600	7420	8460	9780	11530	13880
	+ 12,5	2570	2740	2940	3150	3380	3650	3980	4340	4750	5230	5820	6530	7350	8380	9680	11420	13740
	+ 15	2540	2710	2910	3120	3350	3610	3940	4280	4680	5170	5760	6470	7270	8290	9580	11300	13590
	+ 17,5	2510	2680	2870	3080	3320	3570	3890	4250	4640	5120	5700	6400	7200	8210	9480	11180	13450
+ 25	+ 20	2480	2650	2840	3050	3280	3530	3850	4210	4590	5060	5640	6340	7120	8120	9380	11070	13310
	+ 22,5	2450	2620	2810	3020	3250	3490	3810	4160	4540	5010	5590	6270	7040	8030	9280	11050	13160
	+ 10	2480	2650	2830	3030	3250	3500	3780	4110	4480	4910	5410	6010	6720	7690	8850	10050	11900
	+ 12,5	2450	2620	2790	3000	3210	3460	3740	4070	4430	4860	5350	5950	6660	7500	8560	9950	11770
	+ 15	2430	2590	2760	2970	3170	3430	3700	4030	4390	4810	5300	5890	6590	7420	8470	9850	11680
+ 27,5	+ 17,5	2400	2560	2730	2940	3140	3390	3660	3990	4340	4760	5240	5830	6520	7350	8380	9750	11530
	+ 20	2370	2530	2700	2900	3100	3360	3620	3940	4290	4710	5190	5760	6450	7270	8290	9650	11420
	+ 22,5	2340	2510	2670	2870	3070	3320	3580	3900	4250	4660	5130	5700	6380	7190	8200	9540	11300
	+ 25	2310	2480	2640	2840	3040	3280	3540	3850	4200	4610	5080	5640	6310	7110	8120	9440	11180
	+ 12,5	3350	2500	2660	2840	3050	3290	3530	3810	4140	4520	4960	5470	6070	6790	7670	8750	10180
+ 30	+ 15	3320	2470	2630	2810	3020	3250	3490	3770	4100	4470	4910	5420	6010	6720	7690	8660	10070
	+ 17,5	3300	2450	2600	2780	2990	3210	3450	3730	4060	4430	4850	5360	5950	6650	7510	8570	9970
	+ 20	3270	2420	2570	2750	2960	3180	3410	3690	4010	4380	4790	5300	5880	6580	7430	8480	9870
	+ 22,5	3250	2390	2540	2720	2930	3140	3380	3640	3970	4330	4750	5260	5820	6510	7350	8390	9770
	+ 25	3220	2370	2520	2690	2900	3110	3350	3600	3930	4280	4700	5190	5760	6440	7270	8300	9670
	+ 27,5	3200	2340	2490	2660	2860	3070	3300	3560	3880	4240	4650	5130	5690	6370	7190	8210	9560
	+ 15	2240	2380	2530	2700	2880	3090	3310	3560	3860	4190	4570	5020	5520	6130	6870	7770	8890
	+ 17,5	2220	2350	2510	2670	2850	3060	3270	3520	3820	4150	4520	4970	5470	6070	6800	7690	8800
	+ 20	2190	2330	2480	2640	2820	3020	3240	3490	3780	4110	4470	4920	5410	6000	6780	7610	8710
	+ 22,5	2170	2300	2450	2610	2790	2990	3200	3450	3740	4060	4420	4860	5350	5940	6660	7520	8610
	+ 25	2140	2280	2420	2580	2760	2960	3170	3410	3700	4020	4370	4810	5290	5870	6580	7440	8520
	+ 27,5	2120	2250	2400	2550	2730	2920	3130	3370	3660	3970	4320	4760	5230	5810	6510	7360	8430
	+ 30	2100	2220	2370	2520	2700	2890	3100	3330	3620	3930	4280	4710	5170	5740	6430	7280	8340

Теоретическая удельная холодопроизводительность хлористого аммиака для хлористого аммиака
(продолжение)

Темпера- тура конденсации °C	Темпера- тура перед регулируе- щим вентилем °C	Температура испарения																
		-30°	-27,5°	-25°	-22,5°	-20°	-17,5°	-15°	-12,5°	-10°	-7,5°	-5°	-2,5°	0°	+2,5°	+5°	+7,5°	+10°
+ 32,5	+ 17,5	2140	2270	2410	2560	2730	2910	3120	3350	3610	3900	4240	4630	5070	5590	6200	6940	7850
	+ 20	2120	2240	2380	2530	2700	2880	3090	3310	3570	3860	4190	4580	5020	5530	6130	6810	7770
	+ 22,5	2100	2220	2360	2500	2670	2850	3060	3280	3530	3820	4140	4530	4960	5470	6070	6800	7680
	+ 25	2070	2190	2330	2480	2640	2810	3020	3240	3500	3780	4100	4480	4910	5410	6000	6720	7600
	+ 27,5	2050	2170	2300	2450	2610	2780	2990	3200	3450	3730	4050	4430	4850	5360	5930	6650	7520
+ 35	+ 30	2020	2140	2280	2420	2580	2750	2950	3170	3420	3690	4010	4390	4800	5300	5870	6570	7430
	+ 32,5	2000	2120	2250	2390	2550	2720	2920	3130	3380	3650	3960	4330	4740	5240	5800	6500	7350
	+ 35	2040	2160	2290	2430	2590	2760	2940	3150	3390	3650	3940	4280	4680	5180	5650	6280	7090
	+ 20	2010	2130	2260	2400	2560	2730	2910	3120	3360	3620	3900	4230	4630	5080	5590	6210	6960
	+ 22,5	1990	2110	2240	2380	2540	2710	2890	3100	3340	3600	3880	4210	4610	5060	5530	6150	6880
+ 37,5	+ 25	1970	2090	2220	2360	2490	2640	2850	3050	3270	3520	3810	4140	4530	4970	5470	6080	6810
	+ 27,5	1950	2060	2190	2320	2470	2610	2810	3020	3230	3480	3770	4100	4480	4910	5410	6010	6730
	+ 30	1930	2040	2170	2300	2440	2580	2780	2980	3190	3440	3730	4060	4430	4860	5350	5940	6650
	+ 32,5	1900	2020	2150	2270	2410	2550	2750	2950	3150	3400	3680	4000	4380	4800	5290	5870	6580
	+ 35	1950	2060	2180	2310	2450	2610	2780	2970	3180	3410	3680	3990	4340	4730	5180	5710	6340
+ 40	+ 22,5	1930	2040	2160	2280	2420	2580	2750	2940	3150	3370	3640	3950	4290	4680	5120	5650	6270
	+ 25	1910	2020	2130	2250	2390	2550	2720	2910	3110	3340	3600	3900	4250	4630	5060	5590	6200
	+ 27,5	1890	1990	2110	2230	2370	2530	2690	2870	3080	3300	3560	3860	4200	4580	5010	5580	6130
	+ 30	1870	1970	2080	2200	2340	2500	2660	2840	3050	3260	3520	3820	4150	4520	4950	5460	6070
	+ 32,5	1840	1930	2050	2170	2310	2470	2630	2810	3010	3220	3480	3770	4100	4470	4900	5400	6000
+ 40	+ 35	1820	1920	2030	2150	2290	2440	2600	2770	2970	3190	3440	3730	4060	4420	4840	5340	5930
	+ 37,5	1870	1970	2080	2200	2330	2470	2630	2810	3000	3210	3450	3720	4030	4370	4760	5220	5780
	+ 25	1850	1950	2060	2170	2300	2440	2600	2780	2970	3170	3410	3680	3990	4320	4710	5160	5700
	+ 27,5	1830	1920	2030	2140	2270	2410	2570	2750	2930	3130	3370	3640	3940	4270	4660	5100	5640
	+ 30	1810	1900	2010	2120	2250	2390	2550	2720	2900	3100	3330	3600	3900	4230	4610	5050	5580
+ 40	+ 32,5	1780	1880	1990	2100	2230	2370	2530	2700	2880	3070	3290	3560	3850	4180	4560	5000	5510
	+ 35	1760	1860	1960	2070	2200	2340	2500	2670	2850	3030	3250	3510	3810	4130	4500	5030	5450
	+ 37,5	1740	1830	1940	2050	2170	2310	2470	2630	2800	2970	3190	3440	3760	4080	4450	4970	5390

ТАБЛИЦА 18

Таблица паров для хлоретила C_2H_3Cl

А. Насыщенные пары и жидкость

Температура t °C	Давление (абс.) p кг/см ²	Удельный объем		Энтальпия		Полная теплота парообразования $r = h'' - h'$ кал/кг	Энтропия		Теплоемкость жидкости c $\frac{кал}{кг \cdot ^\circ C}$
		жидкости v' л/кг	пара v'' м ³ /кг	жидкости h' кал/кг	пара h'' кал/кг		жидкости s' $\frac{кал}{кг \cdot ^\circ C}$	пара s'' $\frac{кал}{кг \cdot ^\circ C}$	
-30	0,143	1,0350	1,960	-10,89	87,96	98,85	-0,0423	0,3644	0,348
-25	0,190	1,0425	1,555	-9,14	88,90	98,04	-0,0351	0,3601	0,353
-20	0,247	1,0503	1,235	-7,35	89,90	97,25	-0,0280	0,3562	0,357
-15	0,318	1,0581	1,010	-5,53	90,88	96,41	-0,0207	0,3527	0,362
-10	0,403	1,0662	0,830	-3,69	91,85	95,54	-0,0138	0,3494	0,367
-5	0,505	1,0744	0,680	-1,84	92,88	94,72	-0,0068	0,3463	0,371
+0	0,627	1,0829	0,555	0,00	93,86	93,86	0,0000	0,3436	0,376
+5	0,772	1,0916	0,460	1,93	94,88	92,95	0,0070	0,3410	0,380
+10	0,938	1,1005	0,375	3,82	95,79	91,97	0,0137	0,3383	0,385
+15	1,134	1,1096	0,310	5,76	96,74	90,98	0,0206	0,3361	0,390
+20	1,362	1,1190	0,255	7,71	97,64	89,93	0,0272	0,3340	0,394
+25	1,622	1,1287	0,220	9,67	98,59	88,92	0,0340	0,3319	0,399
+30	1,92	1,1386	0,190	11,64	99,49	87,85	0,0404	0,3301	0,404
+35	2,25	---	0,175	13,66	100,39	86,73	0,0472	0,3285	0,408
+40	2,63	---	0,165	15,70	101,31	85,61	0,0536	0,3271	0,413

В. Энтальпия перегретых паров C_2H_5Cl

Температура °C	Д а в л е н и е кг/см ²							
	0,15	0,3	0,5	0,7	1	1,5	2	2,5
- 20	90,1							
- 10	92,2	92,0						
0	94,4	94,3	94,0					
+ 10	96,7	96,6	96,3	96,1				
+ 20	99,0	98,9	98,6	98,4	98,1			
+ 30	101,3	101,2	101,0	100,8	100,5	99,9		
+ 40	103,7	103,6	103,4	103,2	102,9	102,4	101,9	101,5
+ 50	106,1	106,0	105,8	105,6	105,3	104,9	104,5	104,0
+ 60	108,5	108,4	108,2	108,0	107,8	107,4	106,9	106,5
+ 70	111,0	110,9	110,7	110,5	110,3	109,9	109,5	109,1
+ 80	113,5	113,4	113,3	113,1	112,9	112,5	112,1	111,7
+ 90				115,7	115,5	115,1	114,7	114,4
+ 100				118,4	118,2	117,8	117,4	117,1
+ 110				121,1	120,9	120,5	120,1	119,8

Примечание: для перегретых паров $x = 1,14$.

В. Теплоемкость перегретых паров C_2H_5Cl

Температура °C	Д а в л е н и е кг/см ²				
	0,15	0,7	1	2	2,8
- 30	0,211				
- 20	0,212				
- 10	0,218				
0	0,222				
+ 10	0,226				
+ 20	0,230				
+ 30	0,234	0,236	0,237	0,241	
+ 40	0,238	0,241	0,242	0,245	0,247
+ 50	0,242	0,244	0,245	0,249	0,251
+ 60	0,245	0,248	0,249	0,253	0,255
+ 70	0,249	0,253	0,254	0,257	0,259
+ 80	0,253	0,257	0,258	0,261	0,263
+ 90	0,256	0,262	0,263	0,265	0,268
+ 100	—	0,266	0,267	0,269	0,272
+ 110	—	0,270	0,271	0,273	0,277

3. Габаритные таблицы¹⁾.

ТАБЛИЦА 14

Установочные размеры горизонтальных аммиачных компрессоров с выключателем
рабочей (завода Беранг) (легкая модель, фиг. А)

№	A	B	C	D	E	F	G	H	I	K	L	M	N	O	P	Q	R
7	1 640	828	800	900	120	50	1 100	380	265	123	575	225	250	200	250	660	600
9	1 910	1 008	900	1 120	150	50	1 350	440	340	133	550	250	300	250	300	820	700
11	2 240	1 130	900	1 400	170	60	1 540	475	397	173	525	275	350	300	350	950	900
13	2 770	1 383	900	1 700	225	70	1 920	535	507	228	550	350	400	360	550	1 200	1 100

ТАБЛИЦА 15

Установочные размеры горизонтальных аммиачных компрессоров с выключателем
рабочей (завода Беранг) (тяжелая модель, фиг. В)

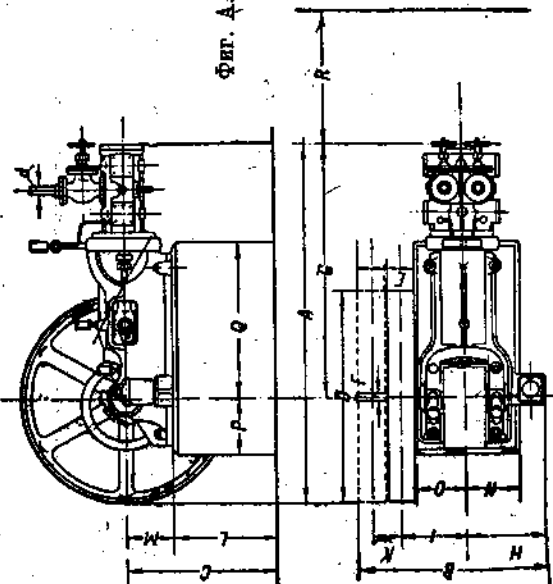
№	A	B	C	D	E	F	G	H	I	K	L	M
15	3 414	1 854	300	2 000	544	1 400	1 200	750	330	200	1 000	1 000
19	4 615	2 440	350	2 500	720	1 550	1 020	1 050	435	235	1 250	1 100
23	4 920	2 690	350	3 000	805	1 850	1 370	1 135	500	250	1 150	1 100
29	5 670	3 120	450	3 500	850	1 850	1 500	1 420	600	250	1 250	1 100

(продолжение)

№	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z
15	400	1 200	500	400	600	800	470	3 100	2 500	2 914	1 866	824	2 414
19	450	1 600	550	700	700	800	370	4 215	3 515	3 915	2 630	1 004	3 365
23	450	1 600	650	950	800	900	370	4 370	3 570	4 070	2 680	1 124	3 420
29	550	1 800	820	1 200	950	800	270	5 050	4 100	4 740	3 120	1 254	3 920

¹⁾ В виду производящегося в настоящее время полного пересмотра моделей холодильных машин завода „Компрессор“ таблица установочных размеров выпускаемых компрессоров будет дана в приложении к II ч. книги.

Фиг. А.



Фиг. В.

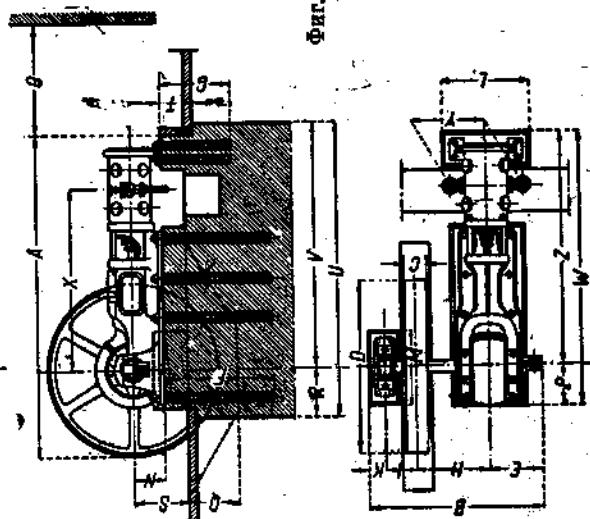
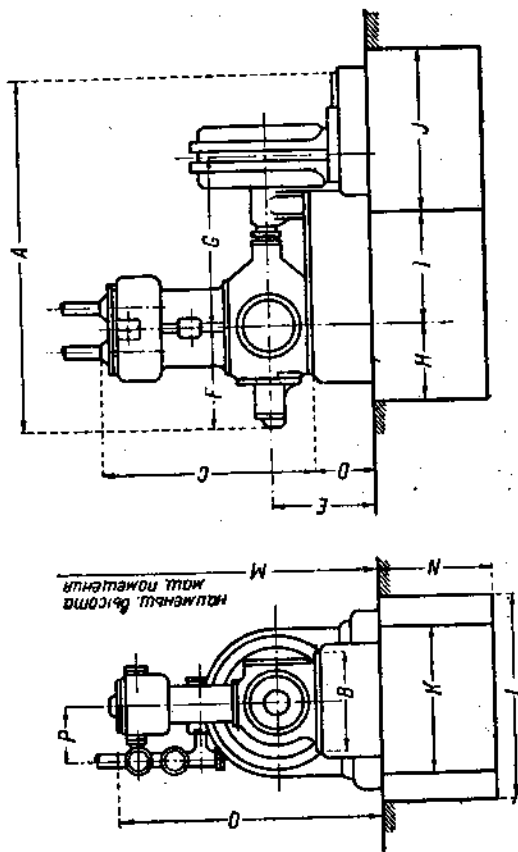


ТАБЛИЦА 16

Установочные размеры вертикальных двухцилиндровых аммиачных компрессоров завода Иоре

А. Привод от электромотора на общий валу (фиг. С)

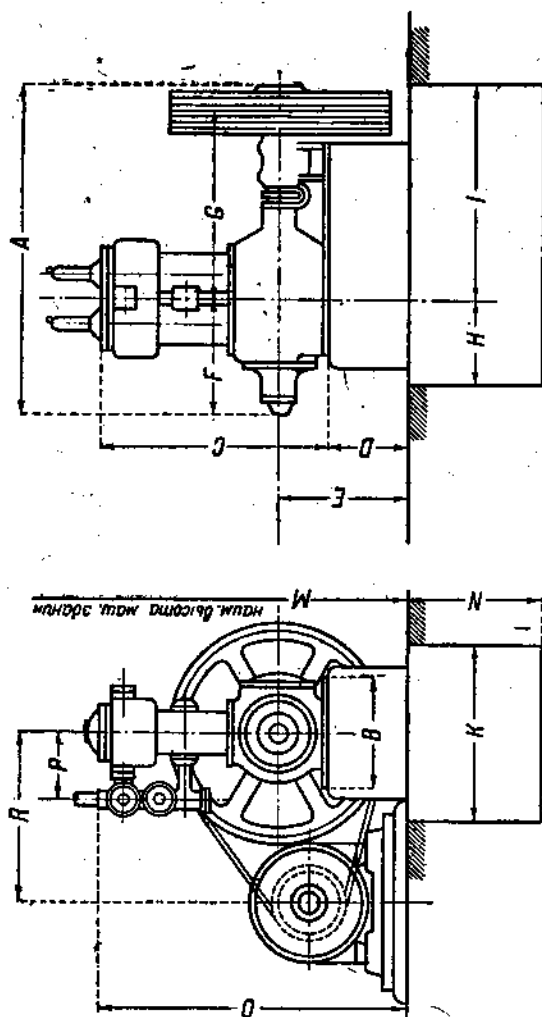
А. Привод от электромотора на общем валу (Фиг. 6)																					Объем фун- дам. м³
Диаметры цилиндров		Ход поршня		Размеры в мм																	
				A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P		
Дюй- мы	мм	Дюй- мы	мм																		
6 6 1/2 7 1/2 8 9 10	152,4	6	152,4	1791	457	1143	470	737	524	886	407	508	914	864	1371	2132	762	1553	283	60	
	165,1	6 1/2	165,1	1956	533	1219	457	737	556	968	432	559	990	914	1524	2259	762	1622	295	80	
	190,5	7 1/2	190,5	2185	584	1346	457	737	616	1086	483	584	1142	965	1606	2438	762	1762	327	100	
	203,2	8	203,2	2413	610	1452	419	737	699	1180	540	680	1219	1066	1682	2590	762	1829	337	115	
	228,9	9	228,9	2705	660	1600	470	737	772	1371	584	788	1295	1145	1758	2876	762	2019	359	160	
	254	10	254	3067	813	1791	412	737	829	1629	635	1041	1371	1219	1829	3099	762	2145	403	200	



Фиг. С.

ТАБЛИЦА 16 (продолжение)
Б. Эластичный ленточный привод от электромотора (фиг. D)

Диаметры цилиндров		Ход поршня		Размеры в мм																Объем фундам. м³
Дюйм	мм	Дюйм	мм	A	B	C	D	E	F	G	H	I	K	M	N	O	P	R		
6	152,4	6	152,4	1543	457	1143	470	737	524	886	406	1016	864	2132	762	1553	283	943	45	
6 1/2	165,1	6 1/2	165,1	1670	533	1219	457	737	556	988	432	1092	914	2259	762	1622	298	943	50	
7 1/8	190,5	7 1/8	190,5	1825	584	1346	457	737	616	1086	483	1219	965	2438	762	1762	327	943	60	
8	203,2	8	203,2	2044	610	1454	419	737	699	1180	540	1390	1066	2590	864	1829	337	943	90	
9	228,9	9	228,9	2326	660	1600	470	737	772	1371	584	1625	1145	2876	990	2019	359	1625	110	
10	254	10	254	2683	813	1791	412	737	829	1629	635	1803	1219	3099	1219	2145	413	1625	153	



Фиг. D.

ТАБЛИЦА 17

Установочные размеры вертикальных двухцилиндровых быстрходных аммиачных компрессоров завода Норк
А. Привод от электромотора на общий валу (фиг. Е)

Диаметры цилиндров		Ход поршня		Размеры в мм																Объем фун-дам. м³	
Дюй-мы	мм	Дюй-мы	мм	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	
11	279,4	13	330	3 058	965	2 177	356	864	905	1 550	889	610	1 524	1 524	2 132	3 632	1 219	2 489	638	381	280
12 1/2	317,5	14 1/2	368,3	3 642	990	2 405	330	889	1 006	1 779	990	864	1 676	1 676	2 438	4 191	1 371	2 705	752	432	360

Б. Со шкивом-маховиком для ременного привода (фиг. F)

Диаметры цилиндров	Дюй-мы	мм	Ход поршня	Размеры в мм													Объем фундамента м³	
				А	В	С	Д	Е	Е	Г	Н	И	К	М	О	Р		
11	279,4	13	330	3058	965	2177	279	787	905	1397	889	2361	1524	3556	1219	2411	225	
12 1/2	317,5	14 1/2	368,3	3642	990	2405	330	889	1006	1600	990	2667	1676	4191	1371	2705	315	

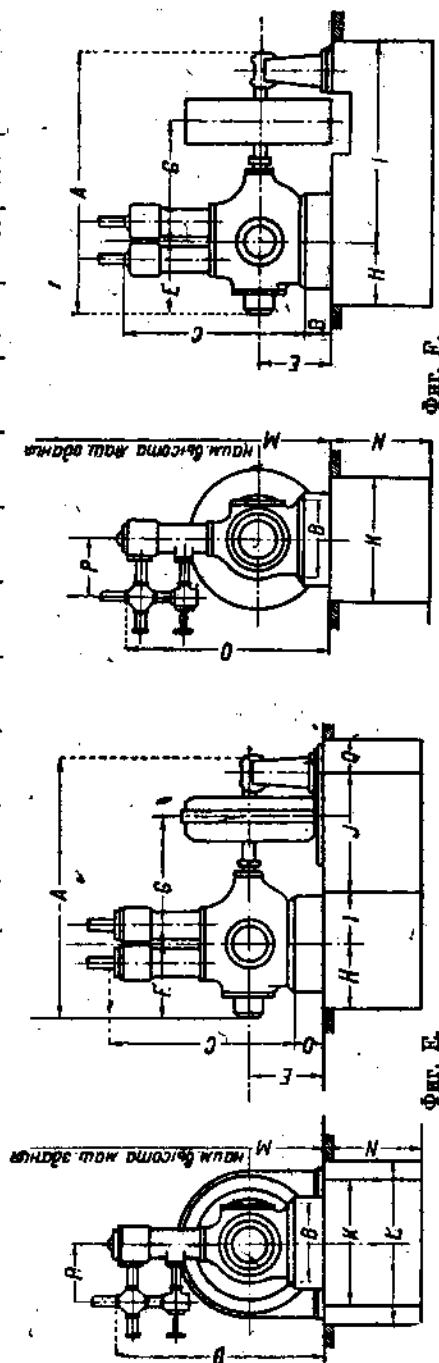


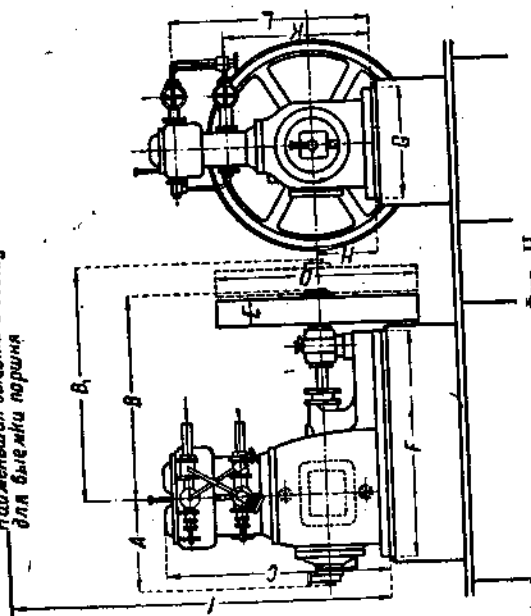
ТАБЛИЦА 18
Установочные размеры вертикальных быстрходных аммиачных компрессоров фирмы VDK

М о д е л ь (фиг. Г)	Р а з м е р ы в м.м.										
	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L
206	180	450	515	450	60	500	250	125	905	320	420
207	200	530	600	550	70	600	300	145	1-055	365	485
209	240	610	760	700	90	700	360	190	1-330	465	625

М о д е л ь (фиг. Н)	Р а з м е р ы в м.м.											
	A	B	B ₁	C	D	E	F	G	H	J	K	L
213	450	935	1 065	1 030	1 000	120	1 000	500	270	1 790	680	900
215	490	1 080	1 230	1 190	1 100	150	1 200	600	315	2 065	810	1 075
217	560	1 270	1 440	1 330	1 200	160	1 390	700	350	2 310	890	1 150

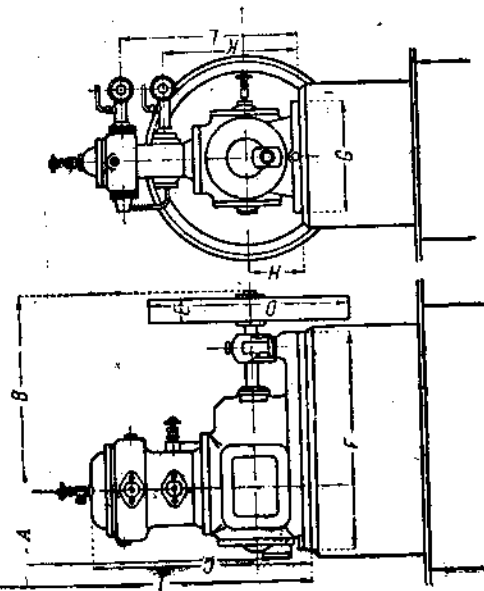
Измерения в мм в свету

Наименьшая высота в свету
для быемки поршня



Фиг. Н.

Наименьшая высота в свету
для быемки поршня



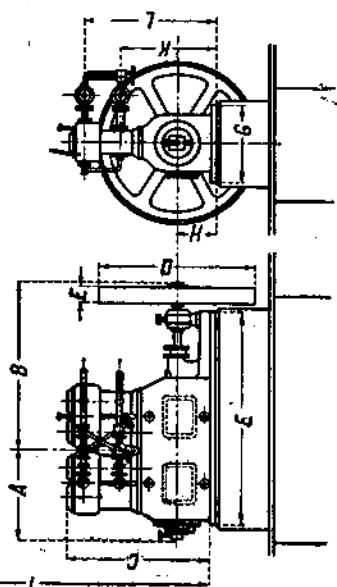
Фиг. Г.

Модель (фиг. I)	Размеры в мм											
	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	
	765 875	1355 1585	1190 1330	1300 1400	180 220	1750 2020	600 700	315 350	2065 2310	810 890	1075 1150	
2×215 2×217												

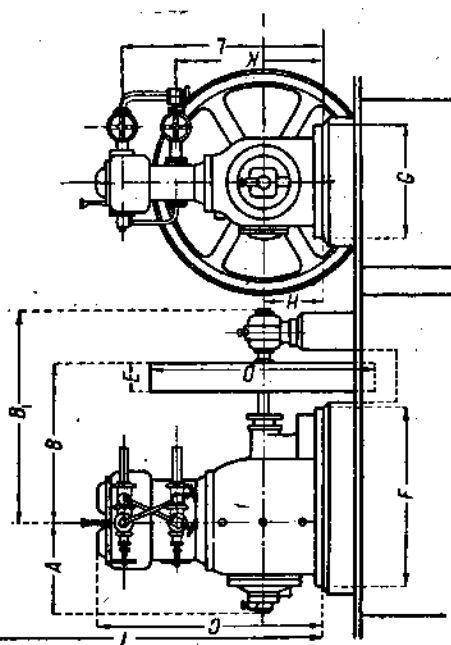
Модель (фиг. К)	Размеры в мм											
	A	B	B ₁	C	D	E	F	G	H	J	K	L
	730 760	1365 1440	1760 1840	1770 1880	1500 1600	240 280	1430 1580	840 940	420 450	3120 3310	1100 1190	1510 1600
223 226												

Наименьшая высота в свету
для выемки поршня

Наименьшая высота в свету
для выемки поршня



Фиг. I

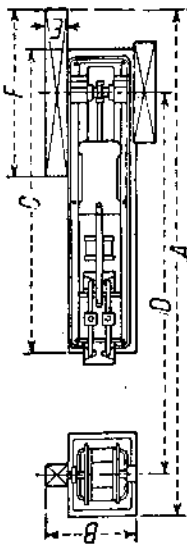


Фиг. К

Установочные размеры американских CO₂-компрессоров по Жакитайру (фиг. L, M, N)

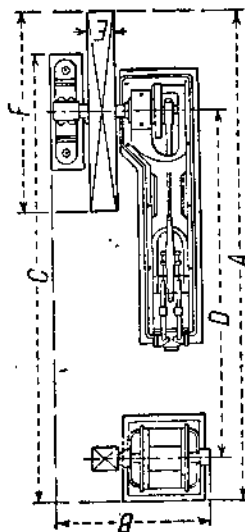
I. Горизонтальный с выкатной рамой

V_h м ³ /час	A	B	C	D	E	F	Высота
5,13—7,4	3 350	760	1 490	2 440	165	915	1 320
10,6—13	4 350	990	2 080	3 050	190	1 525	1 680
13—13,1	4 420	990	2 100	3 060	215	1 525	1 680



II. Горизонтальный со штыковой рамой и выносным подшипником

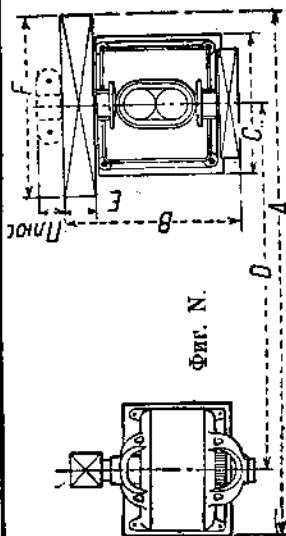
V_h м ³ /час	A	B	C	D	E	F	Высота
13,1—20,9	5 180	1 440	4 670	3 660	305	2 080	2 260
21,3—31,7	5 790	1 600	5 330	4 270	305	2 130	2 310
32,1—41,9	6 650	1 770	6 120	4 980	445	2 410	2 410
50,7—65,4	9 150	2 180	8 180	6 700	510	3 660	2 970
86,6—107	9 750	2 740	9 070	6 700	660	3 660	2 970
118—145	11 120	3 050	10 510	7 920	756	4 270	2 970



Фиг. M.

III. Вертикальный двухцилиндровый

V_h м ³ /час	A	B	Плюс вы- носной подшип- ник	C	D	E	F	Высота
20,9—31,7	4 420	1 520	—	1 170	3 050	280	1 520	1 980
31,7—32,1	4 720	1 520	—	1 170	3 050	280	1 520	1 980
41,9—50,7	4 580	1 520	310	1 070	3 050	405	1 520	2 130
65,4—107	5 330	2 130	460	1 070	3 660	460	1 520	2 130
118—145	6 100	2 900	510	1 070	4 260	710	1 520	2 130



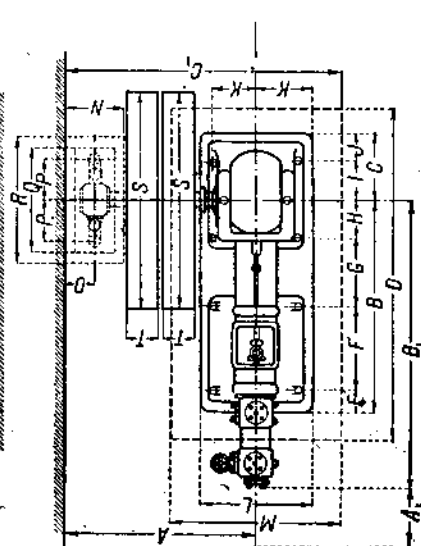
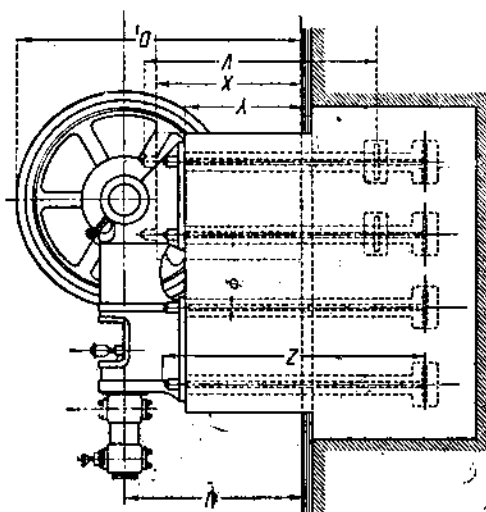
Фиг. N.

ТАБЛИЦА 20
Установочные размеры СО₂-компрессоров „Сабро“ марки Р (фиг. Q)

Фирменный № машины	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
11-12	650	890	270	1360	115	310	310	155	155	115
13-14	800	1030	310	1540	130	360	360	180	180	130
15-16-16a	1055	1250	350	1800	120	370	585	175	195	155
17-17a-18-18a-19	1500	1475	260	2150	200	525	525	225	225	260

Фирменный № машины	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T
11-12	180	500	700	—	—	—	—	—	800	140
13-14	212	575	775	250	140	175	620	820	1100	150
15-16-16a	300	750	950	220	110	230	550	900	1800	200
17-17a	330	900	1090	450	300	255	660	950	2200	230
18	330	900	1090	450	300	255	660	950	2500	250
18a	330	900	1090	450	300	255	660	950	2500	300
19	330	900	1090	450	300	255	660	950	2800	300

Фирменный № машины	U	V	X	Y	Z	Φ	A ₁	B ₁	C ₁	D ₁
11-12	750	—	—	500	1000	3/8	660	1200	900	1150
13-14	750	1000	620	450	1000	3/4	750	1380	870	1300
15-16-16a	850	1300	660	525	1300	7/8	600	1650	1415	1750
17-17a	700	1400	500	300	1400	1 1/8	850	2100	1950	1800
18	700	1400	500	300	1400	1 1/4	870	2150	1950	1950
18a	700	1400	500	300	1400	1 1/4	870	2150	1950	1950
19	700	1400	500	300	1400	1 1/4	890	2150	1950	2100



Фиг. Q.

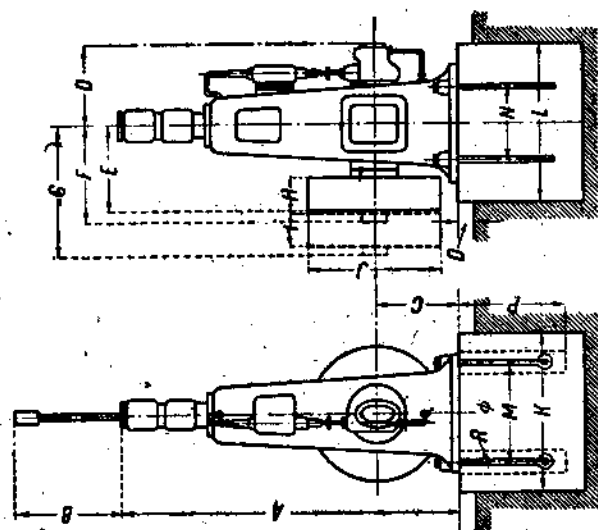
ТАБЛИЦА 21

Установочные размеры СО₂-компрессоров „Сабро“ марки ВВ

(фиг. R)

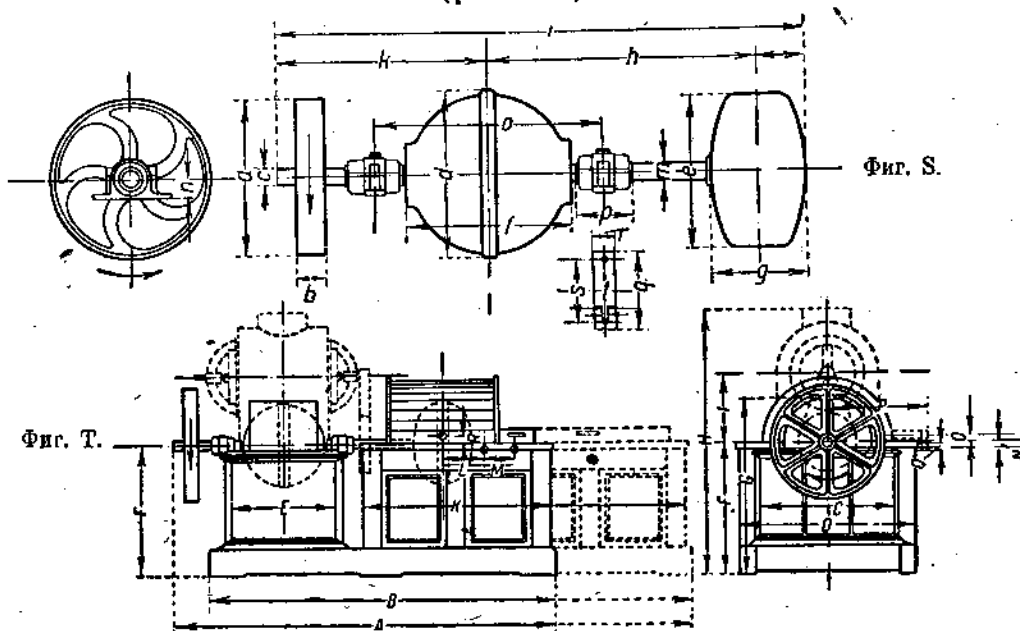
Фирменный № машины	A	B	C	D	E	F	G	H
I—II	1 110	490	270	305	270	310	415	105
III—IV	1 240	540	300	320	310	325	460	120
V—VI	1 480	632	350	400	400	430	580	150

Фирменный № машины	I	K	L	M	N	O	P	R
I—II	480	500	450	370	240	50	390	$\frac{3}{8}$ "
III—IV	500	570	520	410	240	50	590	$\frac{3}{4}$ "
V—VI	600	700	630	540	380	50	990	$\frac{3}{4}$ "



Фиг. R.

ТАБЛИЦА 22

Установочные размеры холодильных машин „Одифрен-Сингрюна“ (А — S)
(фиг. S и T)

Машина №	2	3	4	6	Машина №	2	3	4	6		
a	305	600	1000	1000	A	1385	2075	2500	3090		
b	55	70	80	10	B	1250	1890	2215	2690		
c	33	50	65	80	C	600	745	1130	1210		
d	320	445	63	800	D	600	925	115	1400		
e	29	445	613	800	E	390	555	940	1210		
f	320	47	613	820	F	505	690	770	800		
g	185	300	350	540	G	690	95	1095	1275		
h	520	850	1000	1250	H	960	1380	160	1900		
i	1023	1585	1930	2505	I	335	353	460	600		
k	410	585	755	1005	K	680	1020	1150	145		
l	93	150	175	250	L	170	225	250	350		
m	33	50	7	90	M	65	150	120	150		
n	35	50	70	85	N	35	35	50	65		
o	440	630	870	1120	O	35	35	50	65		
p	110	135	170	220	P	350	525	650	760		
q	150	220	90	32							
r	40	55	70	90	Q	1 1/4"	1 1/4"	1 1/2"	2"		
s	125	100	240	270							
t	12	15	18	18							
Вес в кг	g ₁	140	300	680	1150	Вес в кг	G	530	920	1360	2400
	g ₂	145	310	710	1200		G ₁	540	950	1380	2650
	g ₃	150	360	790	1300		G ₂	580	1100	1620	3100
							G ₃	590	1130	1640	3150

2	3	4	6
1585	2745	3485	3990
1450	2560	3200	3590
500	745	1130	1810
600	925	1150	1890
390	555	940	1210
505	870	1050	1300
690	1133	1220	1775
960	1560	1960	2450
335	353	460	600
880	1600	2135	2245
240	215	250	150
—	—	—	—
35	35	50	60
35	5	50	50
350	525	650	1005
1 1/4"	1 1/4"	1 1/2"	2"
580	1320	2200	4000
590	1350	2200	4150
630	1500	2460	4500
640	1530	2480	4650

Установка с 12 лед. форм на 2 кг льда каждая

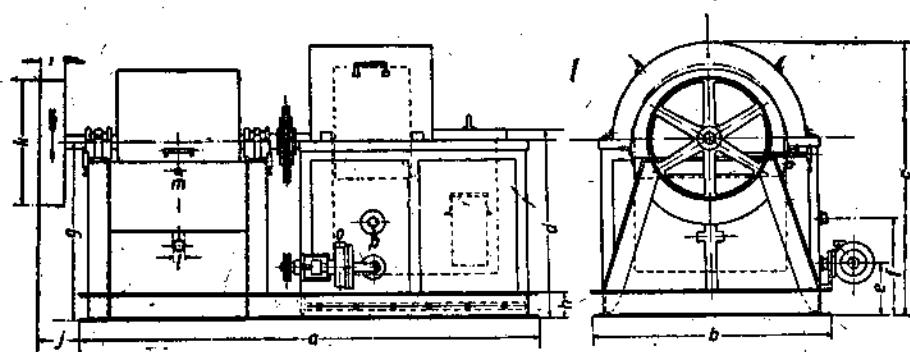
Вес ротора g_1 — без подшипника и шкива, g_2 — с подшипником без шкива, g_3 — с подшипником и шкивом.

Вес машины в целом G_1 — с автом. циркул. рассола, G_2 — с вентилятором, G_3 — с автом. циркул. и вентилятором.

ТАБЛИЦА 28

Установочные размеры машин „Гласия“ завода „Атлас“

(фиг. U)



№	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l	m	o	p
LCG 5	1 200	670	760	535	140	310	500	65	55	100	300	1"	1/2"	1/2"	3/4"
LCG 10	1 370	750	850	580	140	320	545	65	60	100	350	1"	1/2"	1/2"	3/4"
LCG 20	1 790	935	1 045	725	200	400	875	100	75	125	475	1 1/2"	3/4"	1"	1"
LCG 40	2 015	1 065	1 210	800	200	425	750	100	90	170	550	1 1/2"	3/4"	1"	1"
LCG 60	2 265	1 180	1 345	900	245	490	850	120	90	170	625	2"	1"	1 1/4"	1 1/4"
LCG 80	2 435	1 240	1 400	920	245	475	875	120	100	180	700	2"	1"	1 1/4"	1 1/4"

Размеры от *l* до *p* относятся к номинальным диаметрам трубопроводов: *l* — поступающей воды, *m* — слива воды, *o* — нагнетательного рассольного, *p* — возвращающегося в испаритель рассола.

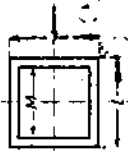
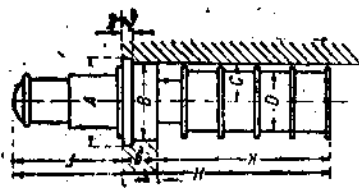
ТАБЛИЦА 24

Установочные размеры машин „Автофригор“
А. Для воздушного охлаждения (фиг. X)

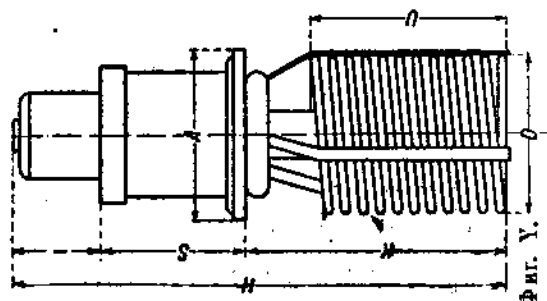
№	Вес нетто кг	Производи- тельность вентилятора	Р а з м е р ы в мм										
			A	B	C	D	E	F	I	K	H	L	M
502	200	400	Φ 400	Φ 355	200	315	50	540	190	888	1 618	355	440
1202	360	900	Φ 540	Φ 395	200	315	50	680	220	1 450	2 350	395	540
2002	550	1 400	□ 600	□ 495	250	435	50	770	220	1 200	2 190	500	905
3002	750	1 800	□ 780	□ 625	340	580	50	845	180	1 385	2 410	625	785

Б. Для рассольного охлаждения (фиг. Y)

№	Вес нетто кг	Р а з м е р ы в м м							
		A	D	R	S	T	U	H	
503	180	400	316	260	215	465	333	970	
1203	340	480	440	350	335	600	—	1285	
2003	430	520	575	380	390	700	500	1470	
3003	630	600	575	380	485	920	680	1785	

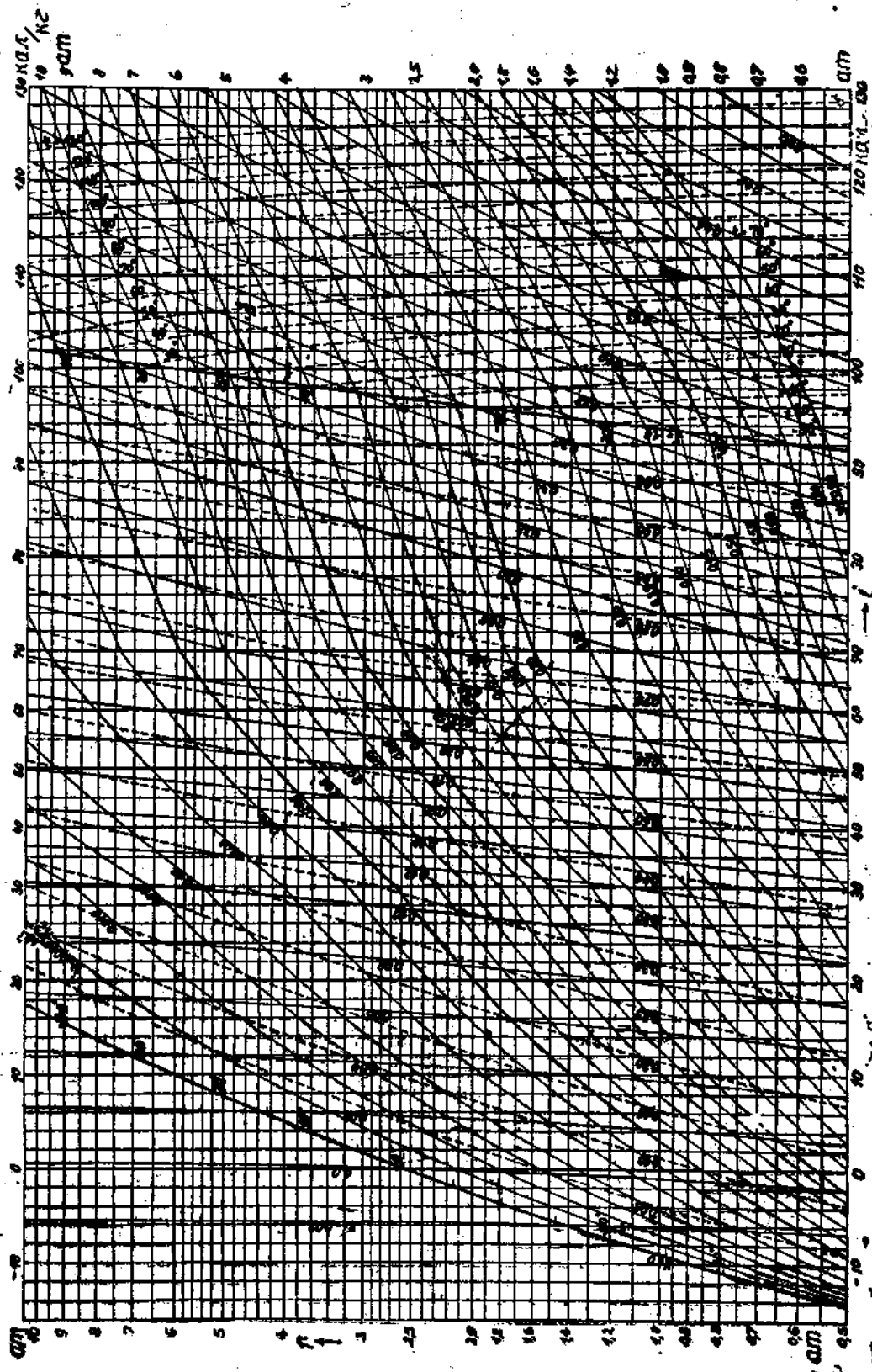


Фиг. X



Фиг. Y

4. Диаграмма Моля для хлорметила (Cl/g p)



Крыльцо

