

Нет автора

Журнал Холодильная техника 1963 года №3

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 621.3
ББК 31.352
Н57

Н57 **Нет автора**
Журнал Холодильная техника 1963 года №3 / Нет автора – М.: Книга по Требованию, 2021. – 78 с.

ISBN 978-5-458-64580-5

ISBN 978-5-458-64580-5

© Издание на русском языке, оформление
«YOYO Media», 2021
© Издание на русском языке, оцифровка,
«Книга по Требованию», 2021

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, клякс, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг – не самое лучшее решение для восстановления текста в его первоизданном виде, однако, наша цель – вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания – решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.

Исследование холодильного компрессора на фреоне-143

Канд. техн. наук К. Д. КАН, инж. Л. И. МАК—Центральное конструкторское бюро холодильного машиностроения,

канд. хим. наук А. М. МАРШАК, инж. Л. С. ЕВСЕЕВА—Государственный институт прикладной химии

ЦКБ холодильного машиностроения проводит исследования поршневых компрессоров на различных агентах с целью выявления оптимальных режимов их работы. В настоящей статье приведены результаты исследования компрессора ФВ-6 (2ФВ-6,5) на фреоне-143.

Фреон-143—1,1,1-трифторэтан (CH_3-CF_3)—представляет собой вещество со следующими физическими свойствами:

Молекулярный вес μ	84,04
Нормальная температура кипения t_s , °C	— 47,6
Удельный вес жидкости γ при 25°, кг/л	0,962
Критическая температура $t_{кр}$, °C	73,1
Критическое давление $p_{кр}$, ата	42
Критический объем $v_{кр}$, л/кг	2,31
Температура затвердевания t_f , °C	—111,3

По действующим ВТУ № П-54-58, фреон-143 должен удовлетворять следующим техническим требованиям:

Температура кипения при 760 мм рт. ст., °C	—46,6±0,5
Нелетучий остаток, %	не более 0,05
Кислород в газовой фазе, объемные %	не более 0,3
Кислотность	нет
Влага, %	не более 0,004

Многолетний опыт работы с фреоном-143 показал, что корродирующее действие его на металлы (сталь Ст. 3, нержавеющая сталь и др.) незначительно. Резина, паронит и пластмассы в жидком фреоне-143 не набухают и не растворяются.

Токсичность фреона-143 пока не определена. Предполагается, что она должна быть ниже токсичности фреона-142, для которого предельно допустимая концентрация временно установлена равной 3 мг/л.

По токсичности фреон-143 можно отнести к 4—5 группе, так же, как и дихлорэтилен, фреоны-11, -22, -113, хлорэтилен, углекислоту и др.

Фреон-143 может образовывать с воздухом воспламеняющиеся смеси при применении значительного импульса. По данным ЦНИИПО, нижний предел воспламеняемости смеси фреона-143 с воздухом равен 9,5, а верхний — 19,1%.

В настоящее время фреон-143 получают как побочный продукт при производстве фреона-142, однако в случае необходимости можно организовать его самостоятельное производство.

Термодинамические диаграммы и таблицы свойств фреона-143 приведены в работах [1—3].

Исследуемый компрессор марки ФВ-6 (2ФВ-6,5) предназначен для работы на фреоне-12. Компрессор с воздушным охлаждением, непрямоточный, вертикальный, двухцилиндровый, с диаметром цилиндров 67,5 мм, ходом поршня 50 мм и мертвым пространством 4,5%. Объем, описанный поршнями, 18,2 м³/час, число оборотов 850 в минуту. Трущиеся части смазывали разбрызгиванием масла ХФ-22 (ГОСТ 5546—59).

Испытания компрессора проводили на калориметрическом стенде с электроподогревателями при температурах кипения от —15 до —55°, конденсации от 35 до 20° и перегреве (сверх температуры кипения) от 20 до 55°.

Холодопроизводительность и коэффициент подачи компрессора определяли по тепловому балансу калориметра, мощности, потребляемой электронагревателями, и теплотерям через стенки калориметра.

Контроль проводили по тепловому балансу конденсатора. Для уменьшения потерь тепла конденсатор был изолирован.

Перед началом испытаний была определена зависимость мощности трения компрессора от температуры масла в камере (рис. 1). Мощность трения измеряли на предварительно отвакуумированном компрессоре без снятия крышек и клапанных досок.

В таблице приведены некоторые данные, характеризующие работу компрессора на фреоне-143, а также сравнительные показатели, полученные при испытаниях этого же компрессора на фреонах-12 и -22.

Как видно из таблицы и рис. 2, при использовании фреона-143 вместо фреонов-12 и -22 холодопроизводительность компрессора повышается, особенно при более высоких температурах кипения. Однако уже при —40° холодопроизводительность компрессора на фрео-

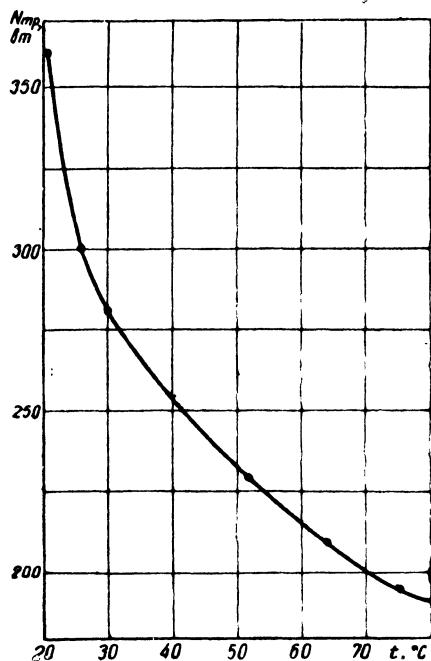


Рис. 1. Зависимость мощности трения $N_{тр}$ от температуры масла t в камере компрессора.

не-143 соответствует холодопроизводительности на фреоне-22. Это можно объяснить более резким снижением коэффициента подачи компрессора на фреоне-143 (рис. 3), а также увеличением объемного веса и разности давлений, что сказывается на сопротивлении в клапанах, во всасывающем трубопроводе компрессора и на перетечках через неплотности в клапанах и кольцах.

При высоких температурах кипения существенную роль играет величина объемной холодопроизводительности, которая для фреона-143 больше, чем для фреонов-12 и -22.

Эффективная мощность компрессора при работе на фреоне-143 мало зависит от температуры конденсации и перегрева и несколько превышает мощность при работе на фреоне-22.

Однако удельная холодопроизводительность компрессора на фреоне-143 растет быстрее, чем на фреонах-12 и 22 (рис. 4). При температуре кипения -15° и конденсации 30° удельная холодопроизводительность достигает $2760 \text{ ккал/квт}\cdot\text{ч}$. При температуре кипения ниже -25° и работе на фреоне-143 величина ее меньше, чем на фреоне-22, что объясняется большим значением потребляемой мощности

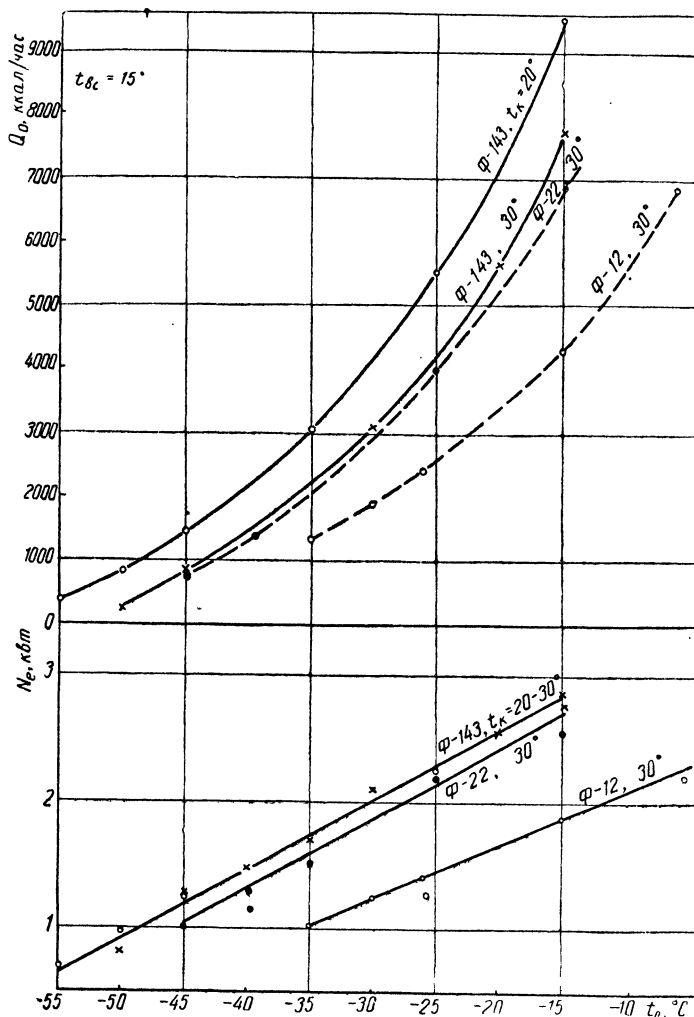


Рис. 2. Зависимость холодопроизводительности Q_0 и эффективной мощности N_e от температуры кипения t_0 .

при относительно малом превышении холодопроизводительности.

Как было сказано выше, коэффициент подачи компрессора при работе на фреоне-143 несколько ниже, чем при работе на фреонах-12 и -22. При отношении давлений, равном 5, отклонение от кривой фреона-22 составляет 7% , а при отношении давлений, равном 10, — $15,5\%$.

Применение фреона-143 расширяет диапазон работы одноступенчатого компрессора в области низких температур, так как абсолютные значения давления фреона-143 выше, чем фреона-22. Так, одноступенчатый компрессор на фреоне-143 при температуре конденсации 20° может обеспечить температуры кипения примерно до -55° , а при 30° — до -50° .

Холодильный агент	$P_0, \text{ ата}$	$P_K, \text{ ата}$	$\frac{P_K}{P_0}$	$P_K - P_0, \text{ кг/см}^2$	$t_{\text{ис}}, \text{ }^\circ\text{C}$	$t_{\text{н. ад}}, \text{ }^\circ\text{C}$	$t_{\text{н. д}}, \text{ }^\circ\text{C}$	$q_v, \text{ ккал/м}^3$	λ	$Q_0, \text{ ккал/час}$	$N_e, \text{ квт}$	$K_e, \text{ ккал/квт-ч}$	$\frac{Q_0}{Q_0 \Phi-12}$
Фреон-12	3,147	7,581	2,41	4,43	15	51	52	548	0,83	8300	2,39	3480	100
Фреон-22	5,10	12,26	2,42	7,26	15	68	88	835	0,89	13500	3,45	3960	163
Фреон-143*	6,15	14,71	2,40	8,56	15	59	70	975	0,86	15500	3,73	4090	187
Фреон-12	1,862	7,581	4,06	5,72	15	72	68	322	0,72	4230	1,86	2260	100
Фреон-22	3,054	12,26	4,06	9,21	15	92	92	487	0,77	6820	2,65	2580	161
Фреон-143	3,73	14,71	3,95	10,98	15	79	79	595	0,72	7790	2,82	2760	184
Фреон-12*	0,655	7,581	11,5	6,93	15	110	68	112	0,45	920	0,98	940	100
Фреон-22	1,076	12,26	11,4	11,18	15	142	101	175	0,40	1280	1,30	980	139
Фреон-143	1,39	14,71	10,6	13,32	15	112	94	212	0,36	1400	1,48	930	152

* Расчетные значения.

При этом холодопроизводительность его соответственно составит 400 и 250 ккал/час.

Более низкие температуры можно получить путем применения фреона-143 в компрессорах с малым мертвым объемом, равным 1—2%, когда величина отношения давлений будет больше 16, при которой коэффициенты подачи обычных компрессоров чрезвычайно малы.

Характерно, что при высоких температурах кипения температуры нагнетания $t_{\text{н. д}}$ превы-

шают адиабатические $t_{\text{н. ад}}$. Они сравниваются для фреонов-143, -22 и -12 при температуре кипения примерно $-5 \div -15^\circ$ (рис. 5).

Температура нагнетания фреона-143 при больших отношениях давлений не превышает 97° , а температура фреона-22 при аналогичном режиме равна 102° .

Максимум температуры нагнетания фреона-12 несколько ниже, чем фреона-22.

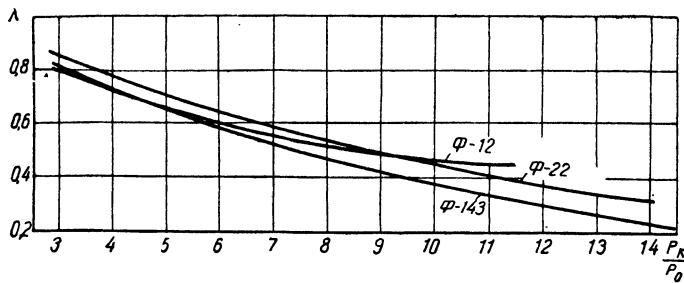


Рис. 3. Зависимость коэффициента подачи λ от отношения давлений $\frac{P_K}{P_0}$ для различных фреонов.

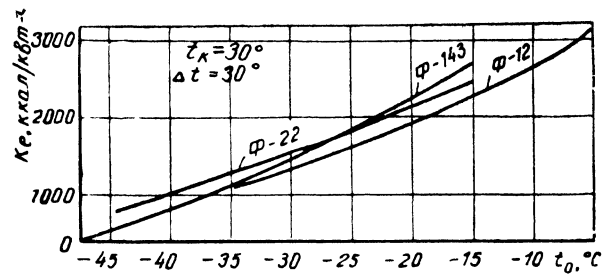


Рис. 4. Зависимость удельной холодопроизводительности K_e от температуры кипения t_0 (Δt — разность температур всасывания и кипения).

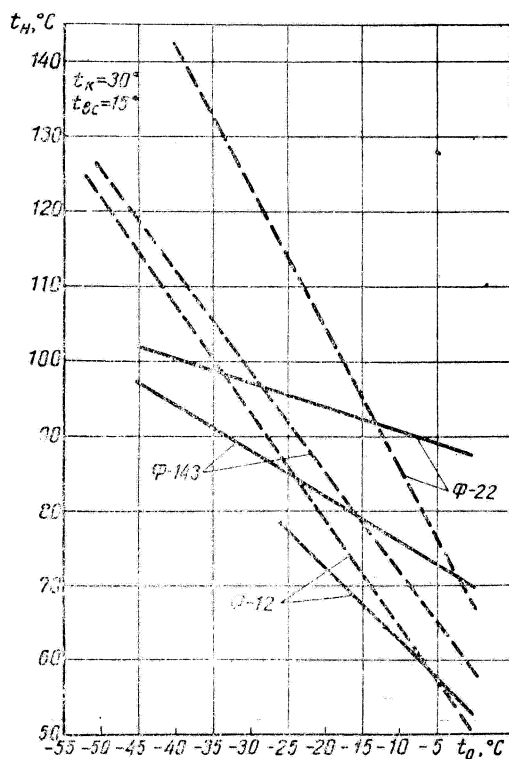


Рис. 5. Зависимость температур нагнетания t_n от температуры кипения t_o :

— — — температура нагнетания по адиабате,
 — — — температура нагнетания действительная.

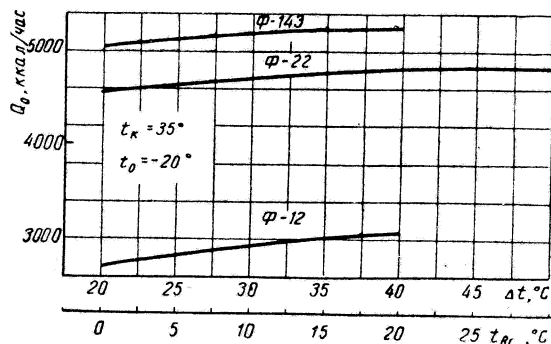


Рис. 6. Зависимость холодопроизводительности Q_0 от температуры перегрева

Перед началом проверки, открыв вентиль 3 и соединив полость мерного стекла 1 со всасывающим трубопроводом, продувают измерительную систему. После этого вентиль 3 закрывают и в приспособление через вентиль 5 заливают из жидкостного трубопровода маслофреоновую смесь, количество которой дозируется по мерному стеклу. После отбора 100 см^3 смеси вентиль 5 закрывают и открывают вентиль 4, соединяющий систему со всасывающим трубопроводом компрессора.

Для предотвращения выброса смеси во всасывающий трубопровод установлена расширительная емкость 2, которая одновременно частично заполняется смесью для повышения точности измерения масляного остатка. Изме-

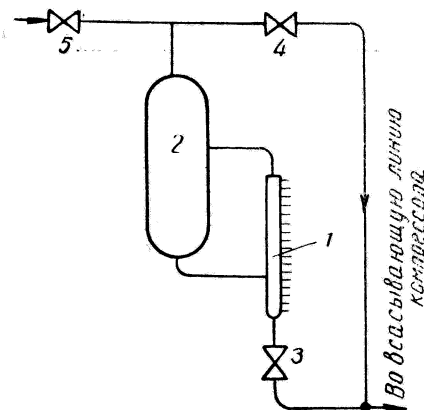


Рис. 7. Приспособление для замера количества циркулирующего масла: 1 — мерное стекло, 2 — расширительная емкость, 3, 4, 5 — вентили.

На рис. 6 представлена зависимость холодопроизводительности компрессора от температуры перегрева. Как видно из рис. 6, относительный прирост холодопроизводительности велик при работе на фреоне-12, особенно при небольших перегревах.

При работе на фреонах-22 и -143 относительный прирост холодопроизводительности значительно меньше, что является, по всей вероятности, следствием слабой растворимости их в масле и более высокой температуры стенок цилиндра.

По данным наших испытаний, растворимость фреона-22 в масле ХФ-22 очень низка, особенно при большом перегреве. Еще ниже растворимость в этом масле фреона-143.

При испытаниях проверяли количество циркулирующего масла. Для этого смонтировали специальное приспособление, схема которого приведена на рис. 7.

рения проводили после нагрева смеси до температуры окружающей среды.

Количество циркулирующего масла в различных режимах не превышало 4%. Через смотровое стекло, установленное на жидкостном трубопроводе перед регулирующим вентилем, можно было наблюдать нерастворенное во фреоне масло. Однако циркуляция его была нормальной, так как испаритель калориметра проточный, с верхней подачей.

Учитывая плохую растворимость в масле фреона-143, целесообразно на установках, работающих на этом агенте, предусматривать маслоотделители.

На рис. 8 даны зависимости коэффициента среднего индикаторного давления и индикаторного к.п.д. от отношения давлений. Эти кривые сходны с кривыми коэффициента подачи и для различных фреонов также лежат в узкой области.

Выводы

При работе обычного одноступенчатого компрессора на фреоне-143 отклонений от нормы не наблюдалось.

При температуре конденсации 20° возможный предел работы одноступенчатого компрессора на фреоне-143 составляет —50;—55°.

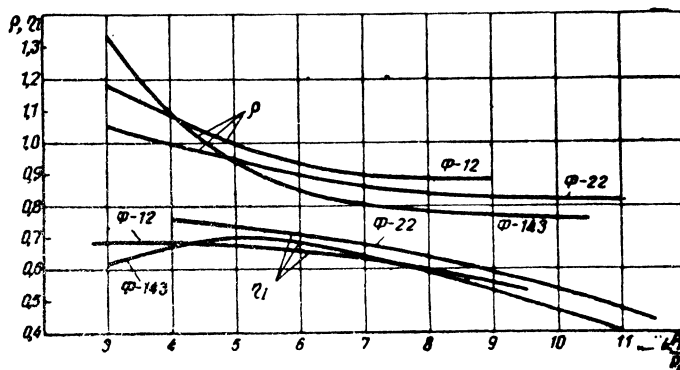


Рис. 8. Зависимость коэффициента среднего индикаторного давления p и индикаторного к.п.д. η_i от отношения давлений $\frac{p_k}{p_0}$.

При температурах кипения выше —30° применение фреона-143 энергетически более выгодно, чем фреона-22. При этом холодопроизводительность компрессора значительно возрастает.

ЛИТЕРАТУРА

1. И. С. Бадилькес, Рабочие вещества и процессы холодильных машин, Госторгиздат, 1962.
2. Термодинамические свойства фреона-143, «Холодильная техника», 1960, № 1.
3. А. В. Быков, Применение фреона-143 в одноступенчатых низкотемпературных машинах, «Холодильная техника», 1960, № 5.

Влияние перегрева всасываемого пара на коэффициент подачи пропанового компрессора

Канд. техн. наук А. Г. ЧЕГЛИКОВ—Институт использования газа АН УССР

Известно, что при уменьшении перегрева всасываемых паров некоторых холодильных агентов, в частности фреонов, снижается коэффициент подачи поршневых холодильных компрессоров.

Это объяснялось циклической конденсацией в цилиндре части холодильного агента, а также

циклической абсорбцией его маслом при сжатии и десорбцией из масла при обратном расширении [1—3].

Явление циклической конденсации холодильного агента в цилиндре компрессора, работающего влажным ходом, и влияние перегрева всасываемого пара на его работу, в частности на

изменение его коэффициента подачи, освещено в литературе [1—7].

Аналогичное изменение коэффициента подачи установлено нами и при работе холодильного компрессора на пропане, который по своим термодинамическим свойствам, а также характеру зависимости давления насыщения пара от содержания в растворе парафинового масла близок к фреону-12. Процессы, обуславливающие уменьшение коэффициента подачи фреонового компрессора при снижении перегрева всасываемого пара, должны наблюдаться и при работе пропанового компрессора.

Для определения причин, вызывающих это явление, проведено исследование процесса

сжатия пропана в экспериментальном крейцкопфном компрессоре.

Испытывали непрямочный и прямочный компрессоры.

На рис. 1 показана схема экспериментального стенда с непрямочным компрессором. Стальной цилиндр компрессора 3, охлаждаемый водой, имел герметизированное сальником подпоршневое пространство, соединенное с газгольдером 2 постоянного давления. В стальной крышке размещены всасывающий и нагнетательный клапаны, а также датчик поршневого индикатора 6 и датчик 5 мгновенной температуры холодильного агента в цилиндре компрессора. Бронзовый поршень компрес-

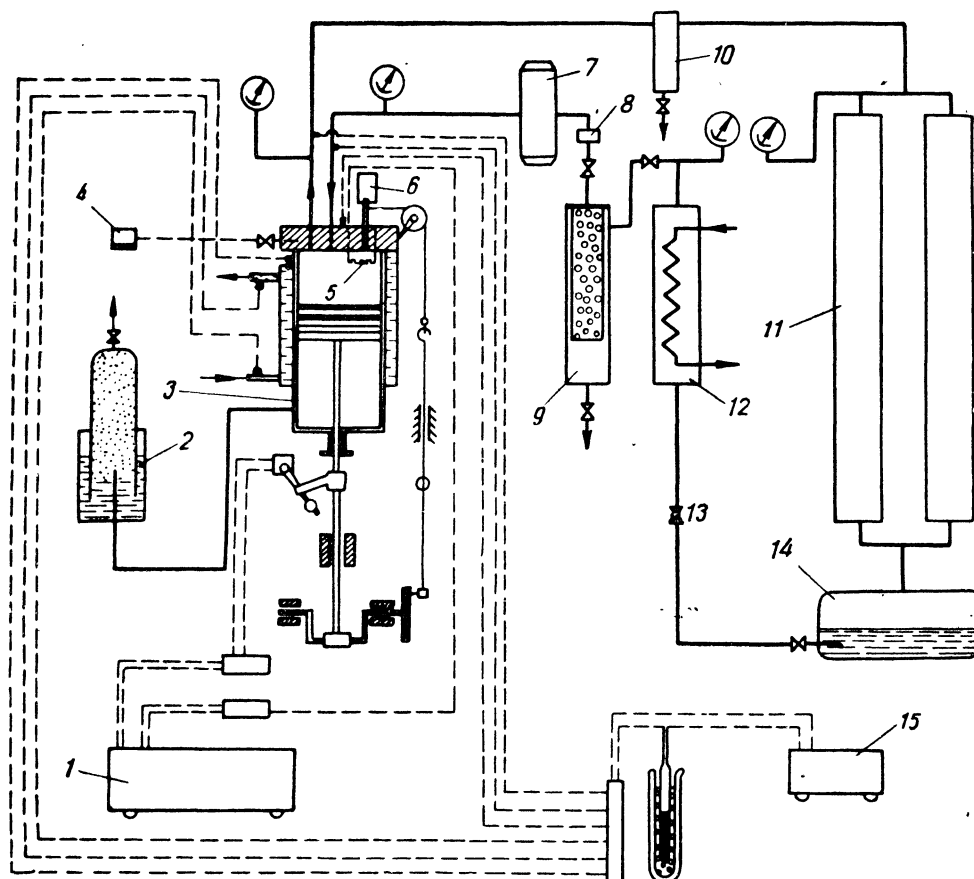


Рис. 1. Схема экспериментального стенда с непрямочным компрессором:

1 — осциллограф, 2 — газгольдер, 3 — компрессор, 4 — лубрикатор, 5 — датчик мгновенной температуры, 6 — поршневой индикатор, 7 — ресивер, 8 — регулятор давления, 9 — фильтр, 10 — маслоотделитель, 11 — кожухотрубный конденсатор, 12 — испаритель, 13 — регулирующий вентиль, 14 — сборник, 15 — потенциометр.

сора имеет пять уплотнительных колец. Смазка цилиндра осуществлялась лубрикаторм 4. Число оборотов вала компрессора во время испытаний было 180—200 в минуту.

Жидкий пропан из сборника 14 поступал через регулирующий вентиль 13 в испаритель 12, из которого пар пропана направлялся в фильтр 9 для очистки от масла. Рабочий патрон фильтра был заполнен крупнопористым силикагелем.

После регулятора давления 8 пар через ресивер 7 проходил в компрессор 3, откуда направлялся в маслоотделитель 10 и в кожухотрубный конденсатор 11, охлаждаемый проточной водой. Сконденсировавшийся пропан накапливался в сборнике 14.

Для отдельного исследования влияния циклической абсорбции и конденсации на коэффициент подачи на экспериментальном компрессоре были проведены две серии опытов.

Первая серия опытов выполнена при наличии в цилиндре компрессора масла, вторая — при отсутствии его.

При выполнении второй серии опытов лубрикаторм 4 отключали и из внутренней полости удаляли масло. Отсутствие масла устанавливали при периодическом осмотре цилиндра со снятой крышкой. Кроме того, проверяли герметичность клапанов и поршневого уплотнения.

Опыты проводили при давлениях всасывания 1, 1,5 и 2 *ата*, соответствующих температурам насыщения —42, —33 и —26°, и давлениях нагнетания 7—9 *ата*, соответствующих температурам насыщения 15—22°. Температура перед компрессором составляла от —23 до 20°, что охватывало диапазон отношения давлений $\frac{p_n}{p_{вс}}$ от 3,5 до 9 и перегрева всасываемого пара от 3 до 60°.

При исследовании измеряли температуру и давление холодильного агента перед компрессором и после него, расход и температуру охлаждающей воды на входе в компрессор и выходе из него, температуру внутренней поверхности стенки и крышки цилиндра, мгновенные значения давления и температуры пропана в цилиндре. Все постоянные температуры измерялись термометрами с помощью потенциометра. Переменная температура в цилиндре записывалась осциллографом 1.

По результатам измерений определяли рабочие коэффициенты компрессора, показатели политроп сжатия и расширения, а также мгновенные значения

значения весового количества парового пропана в цилиндре.

Методика исследования холодильных компрессоров с одновременным снятием индикаторных диаграмм и осциллограмм мгновенных значений температуры холодильного агента в цилиндре достаточно полно освещена в литературе [8].

Из анализа результатов исследования непосредственного компрессора следует, что при уменьшении перегрева всасываемого пара от 50—60° до 3—23° коэффициент подачи λ компрессора значительно снижается как при наличии, так и отсутствии масла в цилиндре (рис. 2)*.

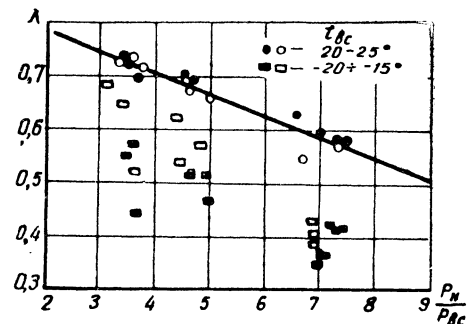


Рис. 2. Зависимость коэффициента подачи λ непрямого компрессора при различном перегреве пара от отношения давлений $\frac{p_n}{p_{вс}}$ (черные точки относятся к работе компрессора при наличии масла в цилиндре).

При $\frac{p_n}{p_{вс}} = 3,5$ коэффициент подачи λ уменьшается с 0,73 до 0,66—0,44; при $\frac{p_n}{p_{вс}} = 7$ — с 0,6 до 0,43—0,35.

Анализ индикаторных диаграмм показывает, что уменьшение коэффициента подачи при всасывании слабо перегретого пара обусловлено аналогичным снижением объемного коэффициента подачи λ_c , а также ухудшением коэффициента подогрева λ_w .

Значительное уменьшение λ_c при небольшом перегреве всасываемого пара происходит как при наличии, так и отсутствии масла в цилиндре компрессора.

* Разброс точек при $t_{вс} < 0$ связан с колебанием температуры всасываемого пара для различных опытов.

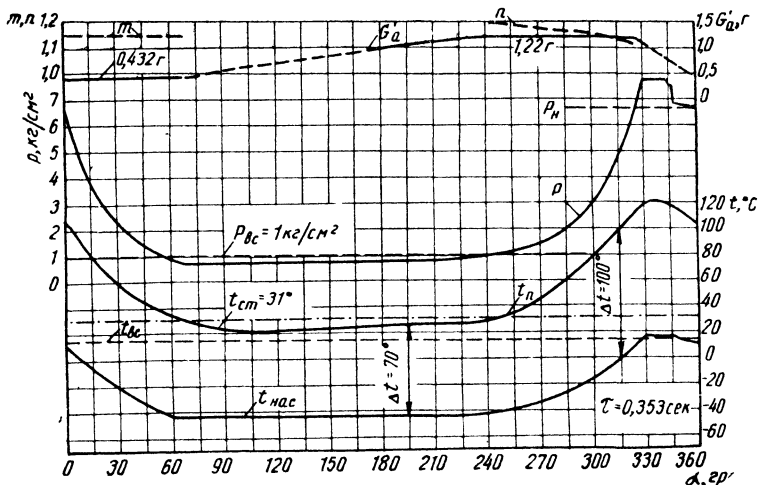


Рис. 3. Процессы, протекающие в цилиндре компрессора при температуре всасываемого пара $t_{вс} = 15^\circ$ (перегрев 57°) и наличии масла в цилиндре:

p — давление, t_n — температура пара, $t_{нас}$ — температура насыщения пара, соответствующая давлению p , G_a — весовое количество парообразного пропана, m, n — показатели политроп расширения и сжатия, α — угол поворота вала.

Из сравнения зависимостей $p=f(\alpha)$ для одинаковых значений $p_{вс}$ и $p_{н}$, но для различных температур пропана перед компрессором видно, что при значительном уменьшении перегрева всасываемого пара линия расширения располагается более полого. Расширяющийся из мертвого пространства пропан занимает больший объем цилиндра перед открытием всасывающего клапана.

При перегреве всасываемого пара на 50 — 60° весовое количество парообразного пропана в цилиндре компрессора в процессе расширения и сжатия остается постоянным (рис. 3). С уменьшением перегрева пара до 20° и ниже по мере падения давления весовое количество парообразного пропана в цилиндре при расширении увеличивается, а к концу сжатия — уменьшается. Такое циклическое изменение весового количества пропана, находящегося в паровой фазе в цилиндре, происходит как при наличии (рис. 4,а), так и отсутствии (рис. 4,б) масла в цилиндре. В то же время, судя по рис. 2, можно предположить, что наличие масла в некоторых случаях оказывает заметное влияние на весовое количество парообразного пропана.

В конце сжатия и при выталкивании пара из цилиндра (см. рис. 4) температура насыщения пропана, соответствующая давлению в цилиндре в каждый момент времени цикла,

превышает температуру внутренней поверхности крышки. Хотя в конце сжатия перегрев пропана составлял около 35° , на поверхности крышки возможна его частичная конденсация, равно как и растворение в тонком слое масла, поскольку температура крышки в этот момент ниже температуры насыщения пропана в цилиндре. Количество циклично конденсирующегося и растворяющегося пропана, который остается в цилиндре, было определено по изменению весового количества пара в процессе расширения.

При всасывании сильно перегретого пара температура стенки и крышки цилиндра ($t_{ст} = 31^\circ$) всегда выше температуры насыщения (наибольшее значение $t_{нас} = 15^\circ$), поэтому весовое количество пара в цилиндре в процессе сжатия и расширения не изменяется (см. рис. 3). Перегрев пара в цилиндре значительно превышает температу-

ру насыщения и к концу сжатия достигает 105° .

Количество циклично конденсирующегося пропана изменяется в зависимости от $\frac{p_n}{p_{вс}}$. При увеличении этого отношения уменьшается время возможной конденсации, повышается температура стенки и крышки цилиндра. Количество циклично конденсирующегося пропана снижается.

В случае $\frac{p_n}{p_{вс}} = 3,5$ конденсировалось $0,48$ — $0,51$ г пропана, т. е. 80 — 100% от веса парообразного пропана, остающегося в мертвом пространстве, $G'_{а, мертв}$; при $\frac{p_n}{p_{вс}} = 6,9$ количество конденсата снижалось до $0,23$ — $0,38$ г, т. е. до 47 — 67% от $G'_{а, мертв}$. При расширении пара в цилиндре испарение начинается с того момента, когда температура насыщения пропана становится ниже температуры стенки.

Если перегрев пара перед компрессором велик, показатели политроп сжатия и расширения относительно высоки [2], если невелик, то наблюдается резкое падение показателей условной политропы сжатия в начале частичной конденсации пропана и показателей условной политропы расширения при испарении пропана, остающегося в жидком виде в мертвом пространстве цилиндра, — до $0,85$ — $0,75$.

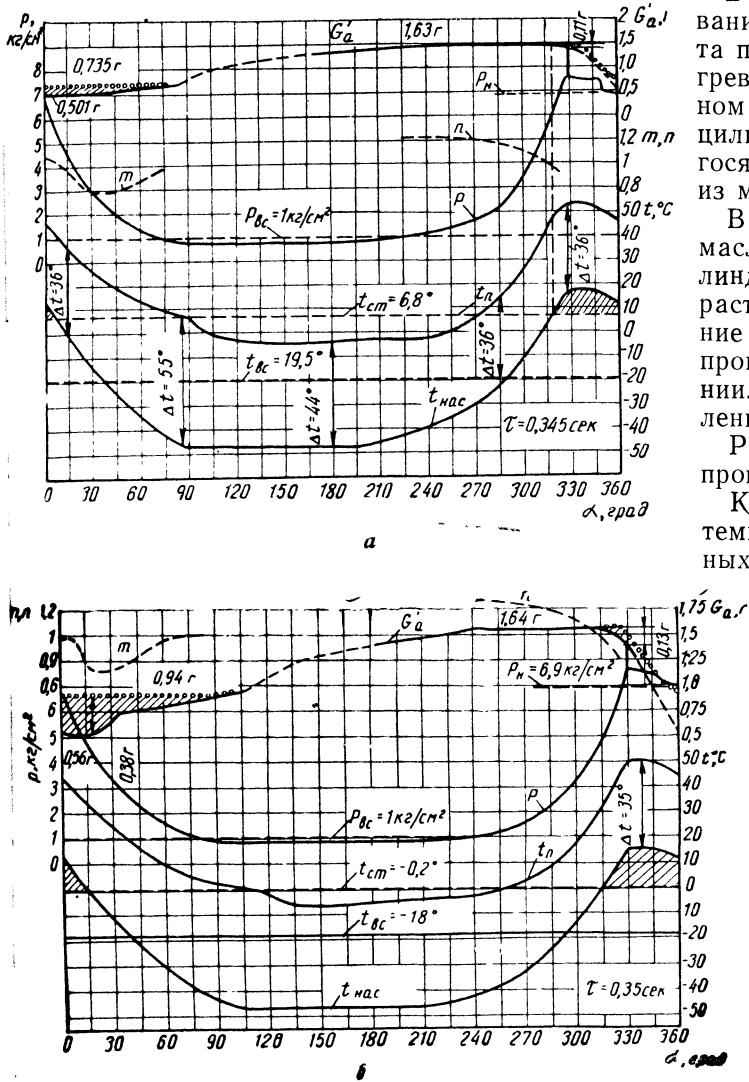


Рис. 4. Процессы, протекающие в цилиндре компрессора при перегреве всасываемого пара 22,5—24°:

а — наличие масла в цилиндре, $t_{вс} = -19,5^\circ$; б — отсутствие масла в цилиндре, $t_{вс} = -18^\circ$.

Аналогичные результаты были получены в процессе исследования прямоточного компрессора. В прямоточном компрессоре, в котором крышка цилиндра охлаждалась водой, можно было повышением температуры охлаждающей воды увеличить температуру стенки и крышки цилиндра и снизить количество циклично конденсирующегося холодильного агента даже при большом перегреве всасываемого пара.

В результате экспериментального исследования установлено, что снижение коэффициента подачи компрессора при уменьшении перегрева всасываемого пара вызывается в основном циклической конденсацией части пропана в цилиндре при сжатии и испарением оставшегося в нем конденсата при расширении пара из мертвого пространства.

В связи с тем, что пропан и парафиновое масло взаиморастворимы, выпадающий в цилиндре конденсат холодильного агента также растворяется в пленке масла. Некоторое влияние на снижение λ и λ_c оказывает десорбция пропана из раствора при обратном расширении. Однако количественное влияние этого явления в опытах не определялось.

Рассмотрим подробнее условия конденсации пропана в цилиндре компрессора.

Конденсация возможна при условии, если температура внутренней поверхности отдельных участков стенки цилиндра будет ниже

температуры насыщения пропана, соответствующей давлению в цилиндре. Ядро потока пара при конденсации может оставаться перегретым. При этом перегретый пар конденсируется так же, как и насыщенный, если его температура насыщения выше температуры стенки.

Как было установлено, в конце сжатия и в процессе выталкивания температура насыщения пропана на 10—35° выше температуры крышки. Следовательно, в этот период возможна конденсация пропана на поверхности крышки.

На основании полученных значений температуры крышки, температуры насыщения, количества циклически конденсирующегося пропана и времени возможной конденса-

ции были определены значения коэффициентов теплоотдачи, которые достигли 30000—35000 ккал/м² час град. Это свидетельствует о капельной конденсации пропана в цилиндре.

Исследуя теплопередачу в компрессоре, работающем на фреоне-12, Браун [5] установил, что при режиме работы влажным ходом в цилиндре наблюдалась конденсация части пара фреона-12. Коэффициент теплоотдачи достигал при этом 40000 ккал/м² час град.

Описанные исследования проводили при числе оборотов вала компрессора 180—200 в минуту; с увеличением числа оборотов время возможной конденсации в цилиндре сокращается и количество конденсирующегося холодильного агента уменьшается.

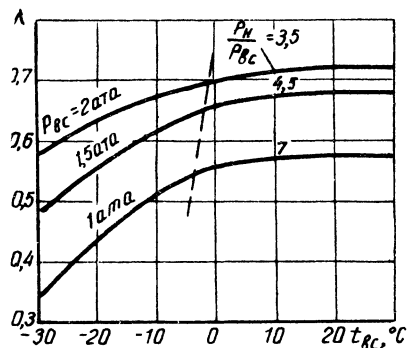


Рис. 5. Зависимость коэффициента подачи λ от температуры всасываемого пара $t_{вс}$ (штриховая линия показывает начало явления циклической конденсации).

При увеличении перегрева всасываемого пара количество циклично конденсирующегося пара уменьшается, а объемный к. п. д. компрессора и коэффициент подачи возрастают. При дальнейшем повышении перегрева может наступить момент, когда температура наиболее холодных участков поверхности цилиндра превысит температуру насыщения в конце сжатия. В этом случае циклическая конденсация прекратится.

Как отмечалось, уменьшение λ связано в основном с циклической конденсацией и вызывается главным образом падением λ_c .

На рис. 5 дана зависимость коэффициента подачи компрессора от температуры всасываемого пара. Величина λ заметно снижается при температуре пара ниже 0° . Однако и правее штриховой линии наблюдается некоторое повышение коэффициента подачи.

При увеличении $\frac{p_n}{p_{вс}}$ и уменьшении перегрева значение λ снижается в большей степени.

На циклическую конденсацию оказывают влияние физические свойства холодильных агентов. Она, как известно, наблюдается в случае небольшого перегрева всасываемого пара при работе на фреоне-12 и пропане, имеющих сравнительно невысокие значения показателей политропы сжатия (низкие температуры нагнетания и стенок цилиндра) и теплоты конденсации, и отсутствуют при работе на аммиаке.

Снижение коэффициента подогрева при наличии циклической конденсации было незначительно и существенного влияния на уменьшение коэффициента подачи не оказывало.

С увеличением перегрева всасываемого пара до определенного значения повышается весовая подача и холодопроизводительность компрессора. Для различных значений $\frac{p_n}{p_{вс}}$ имеется свой оптимум степени перегрева. Полезный перегрев пара за счет переохлаждения жидкого пропана после конденсатора дает возможность повысить коэффициент подачи компрессора и уменьшить необратимые потери процесса дросселирования.

Влияние циклической растворимости пропана в масле на коэффициент подачи не могло быть выяснено в данной работе. Как видно из рис. 4, даже при перегреве всасываемого пара порядка $22,5\text{--}24^\circ$ температура насыщения при сжатии лишь на короткое время незначительно превышает температуру самого холодного участка поверхности цилиндра.

Выводы

В опытах, результаты которых приведены на рис. 3, перегрев пара в цилиндре и температура его стенки и крышки были столь высоки, что не наблюдалось не только циклической конденсации, но и циклической растворимости.

Снижение коэффициента подачи холодильных пропановых компрессоров при уменьшении перегрева всасываемого пара связано в основном с циклической конденсацией части холодильного агента в цилиндре при сжатии, когда $t_{нас} > t_{ст}$, и испарением конденсата, остающегося во вредном пространстве, при обратном расширении.

Для предотвращения явления циклической конденсации необходимо производить полезный перегрев холодильного агента или повышать температуру внутренних поверхностей стенки и крышки цилиндра выше температуры насыщения, соответствующей максимальному давлению в цилиндре компрессора.

Для определения влияния циклической растворимости холодильного агента в масле на коэффициент подачи требуется провести специальные опыты.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. Е. Цыдзик, В. П. Бармин, Б. С. Вейнберг, Холодильные машины и аппараты, Машгиз, 1946.
2. Б. С. Вейнберг, Поршневые компрессоры холодильных машин, Госторгиздат, 1960.
3. Л. З. Мельцер, Смазка фреоновых холодильных машин, Госторгиздат, 1962.
4. И. И. Левин, А. Г. Ткачев, Л. М. Розенфельд, Холодильные машины, Пищепромиздат, 1939.
5. Д. Браун, Вопросы теплообмена (сборник статей), Госэнергоиздат, 1959.