

Нет автора

Журнал Холодильная техника 1965 года №2

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 621.3
ББК 31.352
Н57

Н57 **Нет автора**
Журнал Холодильная техника 1965 года №2 / Нет автора – М.: Книга по Требованию, 2021. – 78 с.

ISBN 978-5-458-64591-1

ISBN 978-5-458-64591-1

© 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.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В ГЕРМЕТИЧНОМ КОМПРЕССОРЕ

Канд. техн. наук В. Б. ЯКОБСОН — Всесоюзный научно-исследовательский институт холодильной промышленности

Для улучшения энергетических характеристик холодильного компрессора необходимо установить, из чего складываются потери энергии и какие из них преобладают.

В воздушных и газовых поршневых компрессорах наиболее важную роль играют газодинамические потери [1]. Вопрос о потерях энергии в современных холодильных компрессорах, особенно со встроенным электродвигателем, исследован недостаточно.

Потери в электроприводе обычно не анализируются, так как электродвигатель открытого компрессора — отдельная машина. За основную энергетическую характеристику открытого компрессора принимают эффективную удельную холодопроизводительность K_e , отнесенную к мощности на валу компрессора N_e [2].

Однако в настоящее время почти для всех стационарных компрессоров электродвигатель подбирается конструктором компрессора и поставляется заводом холодильных машин. При неудачном выборе электродвигатель с высоким номинальным к. п. д. работает в неблагоприятном режиме, имеет низкие рабочие коэффициенты и энергетические показатели компрессорного агрегата в целом значительно хуже, чем по паспортным данным. Поэтому основная энергетическая характеристика компрессора, интересующая потребителя, — это электрическая удельная холодопроизводительность $K_э$, отнесенная к потребляемой электрической мощности $N_э$.

В герметичном компрессоре встроенный электродвигатель является неотъемлемой его частью, поэтому за основной показатель работы такого компрессора принимается величина $K_э$.

Встроенные электродвигатели, как правило, отличаются по своим характеристикам от обычных и требуют специальных исследований. Однако эта задача трудна для электромашиностроителей, так как у электродвигателя и компрессора общие вал и подшипники и, кроме того, электродвигатель работает в атмосфере фреона и масла в особых условиях.

В 1964 г. в лаборатории малых холодильных машин ВНИХИ были исследованы энергетические характеристики герметичного компрессора ФГ 0,7~3 со встроенным электро-

двигателем ДГХ-0,35. Испытательные стенды и методика исследования были описаны ранее [3, 4]. Индексирование проводилось с помощью электронного индикатора ВНИХИ [5].

Для анализа результатов опытов рассмотрим основные составляющие потерь мощности в герметичном компрессоре, имеющем весовую производительность G_a и потребляющей электрическую мощность $N_э$. В теоретическом герметичном компрессоре [3], работающем при тех же давлениях всасывания и нагнетания и температуре всасывания, для сжатия такого же количества холодильного агента должна быть затрачена мощность N_T .

Из общей мощности $N_э$ часть $N_{п.эд}$ расходуется на потери в электродвигателе. На вал компрессора передается эффективная мощность $N_e = N_э - N_{п.эд}$. Другая часть мощности $N_{тр}$ расходуется на трение в механизме движения и на привод масляного насоса.

Разность эффективной мощности и мощности, расходуемой на трение, дает индикаторную мощность N_i , часть которой теряется вследствие потерь давления и теплообмена в клапанах, каналах и цилиндрах компрессора. Определим величины перечисленных потерь.

Потери мощности в асинхронном электродвигателе (ГОСТ 183—55)

$$N_{п.эд} = N_m + N_{ст} + N_{тр.эд}$$

где N_m — потери в меди;

$N_{ст}$ — потери в стали;

$N_{тр.эд}$ — механические потери на трение вала и добавочные потери, не учтенные другим способом (добавочные потери в обычных электродвигателях составляют около 0,5% потребляемой мощности при номинальном режиме).

Потери в меди, т. е. основные потери в цепях рабочих обмоток трехфазного электродвигателя, определяют по формуле

$$N_m = 3I_\phi^2 R,$$

где I_ϕ — сила тока в одной фазе;

R — сопротивление одной фазы при данной температуре.

В проведенных опытах обмотка электродвигателя была соединена в треугольник, причем к проходным контактам были параллельно присоединены две последовательно соединенные фазы и третья фаза. В этом случае сопротивление фазы больше измеренного

$$R_{\phi} = \frac{3}{2} R_{\text{изм.}}$$

Фазный ток при соединении обмотки в треугольник меньше линейного

$$I_{\phi} = \frac{I_{\text{л}}}{\sqrt{3}}$$

Таким образом, потери в меди

$$N_{\text{м}} = 1,5 I_{\text{л}}^2 R_{\text{изм.}}$$

Мощность холостого хода

Потери в стали и механические потери электродвигателя определяют с помощью опыта холостого хода, во время которого электродвигатель работает вхолостую и вся потребляемая мощность расходуется только на потери. Вычитая из подведенной мощности потери в меди, получают сумму потерь в стали и механических потерь.

Механические потери энергии при работе фреонового компрессора зависят от вязкости масло-фреоновой смеси, которая в свою очередь определяется температурой и концентрацией этой смеси [2]. При повышении темпера-

туры вязкость чистого масла быстро уменьшается; в то же время концентрация фреона в смеси при постоянном давлении понижается, что повышает вязкость раствора.

Опыты проводились при температуре масла в кожухе компрессора от 20 до 70°C (через 10°C), при давлении фреона-12, равном 1 ата, что соответствует температуре кипения $t_0 = -30^\circ\text{C}$, и 3,7 ата ($t_0 = 5^\circ\text{C}$), а также в вакууме (давление воздуха 0,45 ата).

Потери в стали зависят от напряжения тока. Для определения этой зависимости были проведены опыты при напряжениях от 140 до 260 в через 20 в (отклонения от номинального напряжения от -35 до +20%).

Опыты были проведены в двух основных вариантах:

— при работе со снятыми шатунами определялись потери холостого хода электродвигателя ДГХ-0,35, встроенного в компрессор;

— при работе с шатунами и поршнями, но без клапанов, определялись потери холостого хода герметичного компрессора.

Всего было сделано несколько сотен опытов. Во время каждого из них измерялись напряжение, сила тока, сопротивление обмотки (с помощью моста сопротивлений, после выключения компрессора), температура масла (тер-

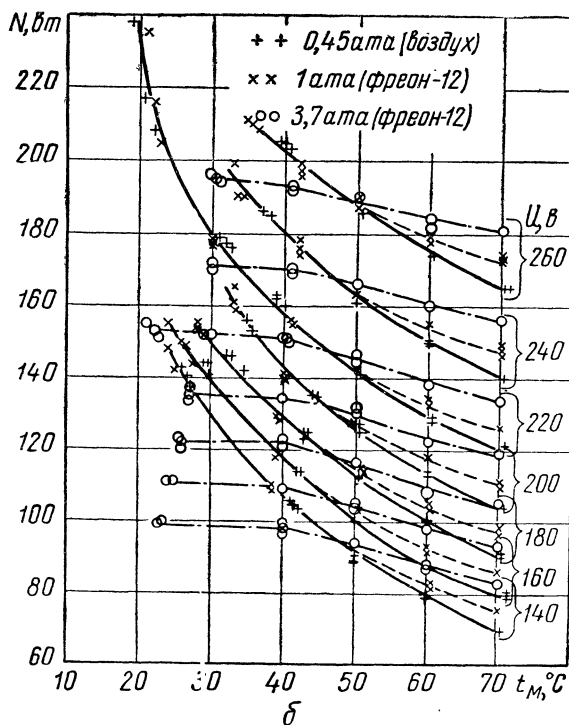
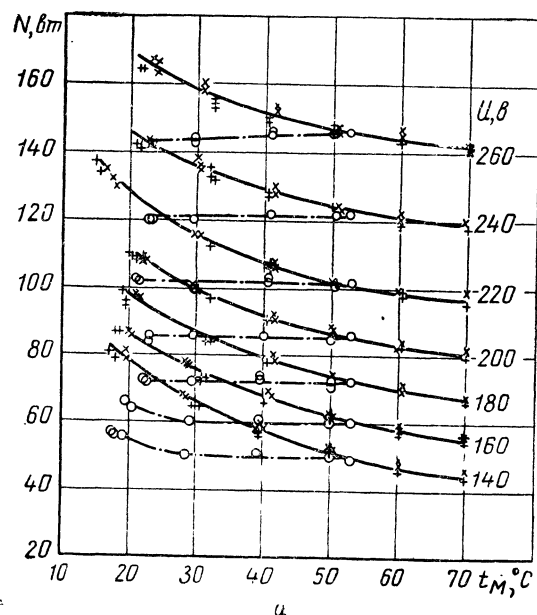


Рис. 1. Зависимость мощности холостого хода от температуры $t_{\text{м}}$ и напряжения U :
а — электродвигателя ДГХ-0,35, встроенного в компрессор ФГ 0,7~3; б — компрессора ФГ 0,7~3.

мопарами и потенциометром) и давление (образцовыми манометрами).

Мощность холостого хода электродвигателя ДГХ-0,35 представлена на рис. 1, а. При повышении температуры масла t_m в кожухе компрессора и понижении напряжения мощность уменьшается.

Для разделения электрических потерь в стали и механических потерь можно использовать зависимость

$$N_{ст} = cU^2,$$

где c — постоянная, U — напряжение.

С этой целью строим график зависимости суммы потерь в стали и потерь трения от квадрата напряжения

$$N_{ст} + N_{тр} = f(U^2),$$

как показано на рис. 2, и полученные прямые проводим до пересечения с осью ординат, где U и, следовательно, $N_{ст}$ равны нулю [6]. Отсюда находим $N_{тр. в. х}$ (мощность трения вала при холостом ходе).

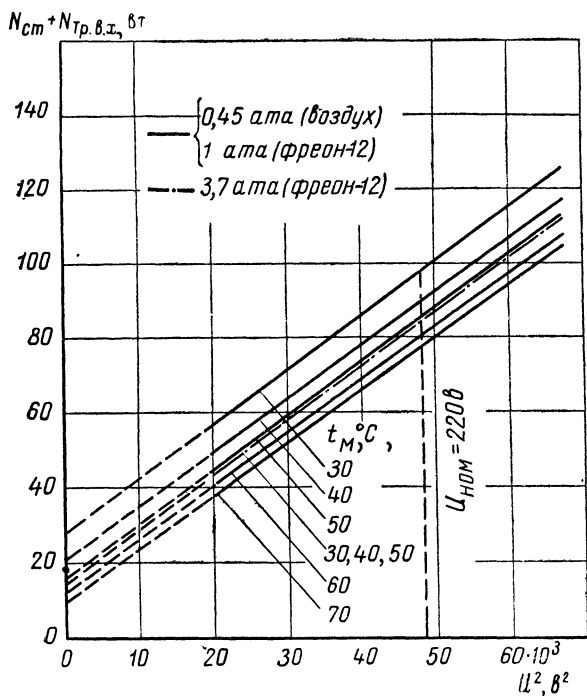


Рис. 2. Потери в стали и потери трения.

Из графиков видно, что основную часть потерь холостого хода электродвигателя составляют потери в стали.

Механические потери электродвигателя при работе в вакууме плавно уменьшаются с по-

вышением температуры масла, приближаясь к установившемуся значению при температуре около 80°C . При работе в атмосфере фреона-12, имеющего давление 1 ата, потери не изменились и точки легли на те же кривые, так как концентрация фреона в масле была мала. При давлении фреона-12, равном 3,7 ата, концентрация увеличилась и мощность с ростом температуры от 30 до 50°C оставалась постоянной, в связи с малым изменением вязкости масло-фреоновой смеси.

Мощность холостого хода герметичного компрессора ФГ $0,7 \sim 3$ больше мощности холостого хода электродвигателя за счет трения поршней (рис. 1, б). Характер кривых в основном не изменился. При работе в атмосфере фреона давлением 3,7 ата и при температуре масла свыше 50°C потери трения снижаются, хотя и в меньшей степени, чем при работе в вакууме.

Для разделения потерь в стали и механических потерь был использован, как и раньше, график

$$N_{ст} + N_{тр} = f(U^2).$$

Потери в стали электродвигателя ДГХ-0,35, определенные из двух указанных выше серий опытов, различались не более чем на $1-2$ вт, что характеризует точность результатов. При температурах масла 30 и 40°C потери в стали были на $2-3$ вт выше, чем при $50-70^{\circ}\text{C}$.

Затем компрессор был испытан в рабочих условиях по методике, предусмотренной ГОСТом 10613-63, дополненной индексированием компрессора и измерением температур его деталей, масла в кожухе и фреона.

Электрические потери

Для определения электрических потерь в рабочих условиях после окончания опытов в установившемся состоянии изменяли напряжение на клеммах электродвигателя и измеряли потребляемую мощность (рис. 3).

На графиках потери в стали представлены по данным предыдущих опытов, а потери в меди — определены по силе тока. Оказалось, что при $t_0 = -25^{\circ}$ и -15°C потери в стали примерно вдвое больше, чем в меди, поэтому кривая электрических потерь имеет минимум при низких напряжениях около $120-160$ в. Зная $N_с$ и $N_{п. эд}$ в условиях установившегося режима при 220 в, определяем сумму $N_с + N_{тр}$. Прибавляя эту величину к мощности $N_{п. эд}$, находим расчетным путем зависимость потребляемой мощности $N_с$ от напряжения. График показывает, что расчетные и опытные точки совпадают довольно хорошо.

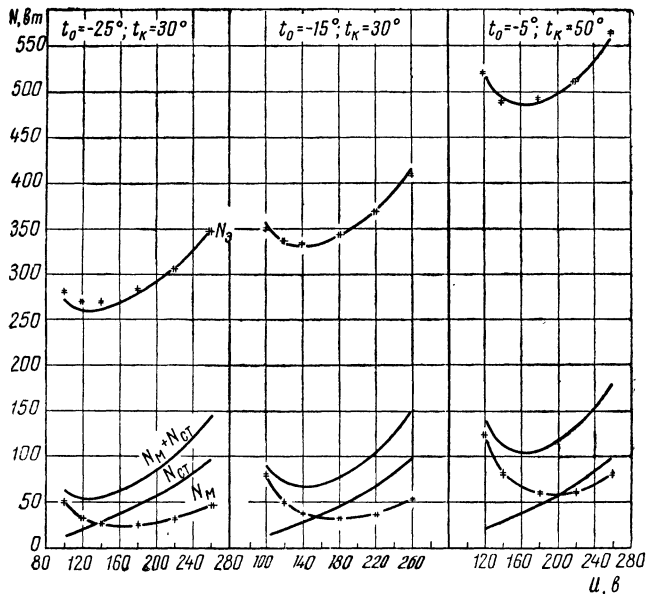


Рис. 3. Влияние напряжения на электрические характеристики компрессора ФГ 0,7~3.

Проведенные опыты объясняют обнаруженную ранее [7] зависимость электрических характеристик малых холодильных машин от напряжения электрического тока. Представим эту зависимость в безразмерном виде. На графике (рис. 4, а) показаны отношения $N_э$ и U к соответствующим величинам при номинальном напряжении (для нескольких температур кипения). Чем ниже t_0 , тем меньше потребляемая мощность и потери в меди и тем сильнее эта зависимость. На графике вместо абсолютных значений мощности, потребляемой при номинальном напряжении ($N_э$) $U_{ном}$, указаны их отношения к номинальной мощности $N_{ном}$ электродвигателя (в компрессор ФГ 0,7~3 встроен электродвигатель ДГХ-0,35, у которого $N_{ном} = 0,35$ кВт). Испытания компрессора ФГ 0,45~3 с электродвигателем номинальной мощностью 0,25 кВт дали близкие результаты (опытные точки легли на те же кривые).

Рис. 4. Влияние напряжения на мощность, потребляемую:

а — компрессором ФГ 0,7~3;
б — компрессором домашнего холодильника.

На рис. 4, б показаны результаты проведенных нами испытаний компрессора домашнего холодильника ЗИЛ ($N_{ном} = 0,09$ кВт). Здесь зависимость оказалась более сильной.

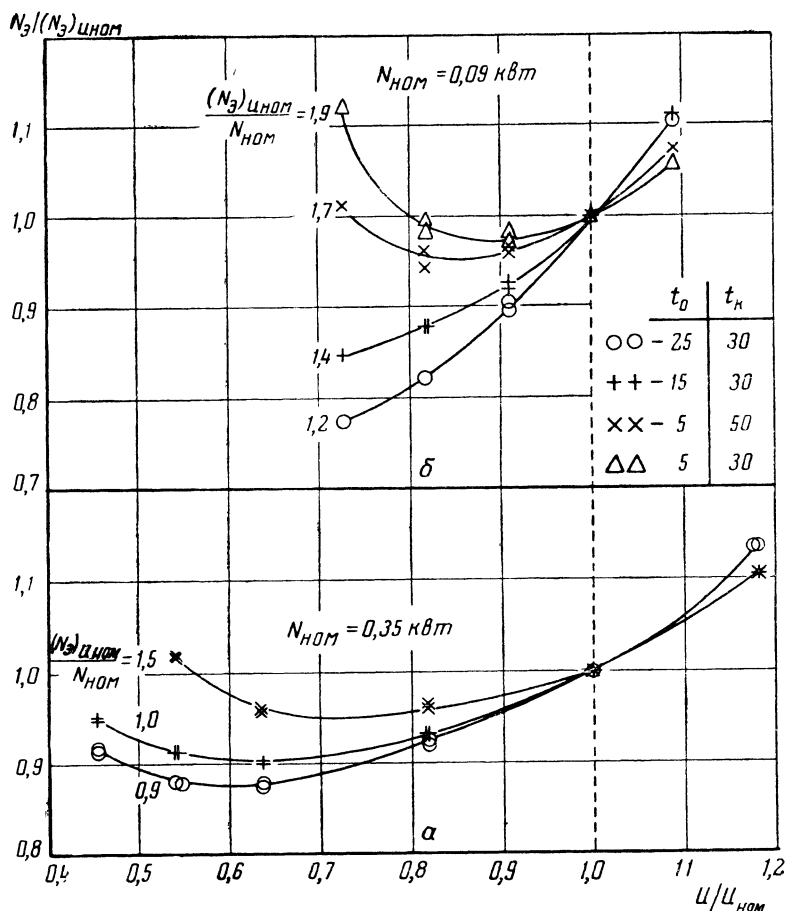
Механические потери

Зная потери в стали, можно найти потери трения вала, потери холостого хода компрессора в целом и, как их разность, потери трения в поршнях (рис. 5).

Последние составляют большую часть потерь трения. Мощность трения зависит от температуры масла в кожухе, приближаясь к постоянному (минимальному) значению при 70—80°C.

На графике показаны также значения $N_{тр. i}$, найденные с помощью индицирования при работе компрессора с температурой кипения от -25 до 0°C. Результаты приближаются к тем, которые были найдены в опытах холостого хода. Разница в полученных величинах в основном вызвана погрешностями индицирования (погрешность в 3% соответствует 10—15 Вт).

Удельное давление трения в компрессоре ФГ 0,7~3 оказалось около 0,3 атл.



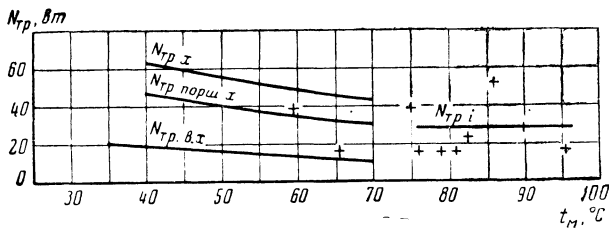


Рис. 5. Механические потери в компрессоре ФГ 0,7 ~ 3.

Потери в клапанах и от подогрева всасываемого пара

Потери мощности в нагнетательном и всасывающем клапанах определены по индикаторным диаграммам (рис. 6). В нагнетательных клапанах они, как правило, были значительно больше.

Величина подогрева пара во всасывающем канале герметичного компрессора достигает очень больших значений [3, 8], причем различаются две фазы этого процесса. На пути от наружного всасывающего патрубка, где температура пара равна $t_{км1}$ до внутренней всасывающей трубки $t_{вт}$ пар нагревается, охлаждающая двигатель, что вполне целесообразно, хотя и не создает холодильного эффекта. На втором этапе — от момента входа во всасывающую трубку и до начала сжатия в цилиндре — пар нагревается бесполезно.

Распределение энергетических потерь

Распределение потерь мощности в компрессоре ФГ 0,7 ~ 3 при нескольких режимах работы представлено в табл. 1.

Из табл. 1 видно, что основные потери мощности происходят в стали и в меди электродвигателя. В целом электрические потери оказа-

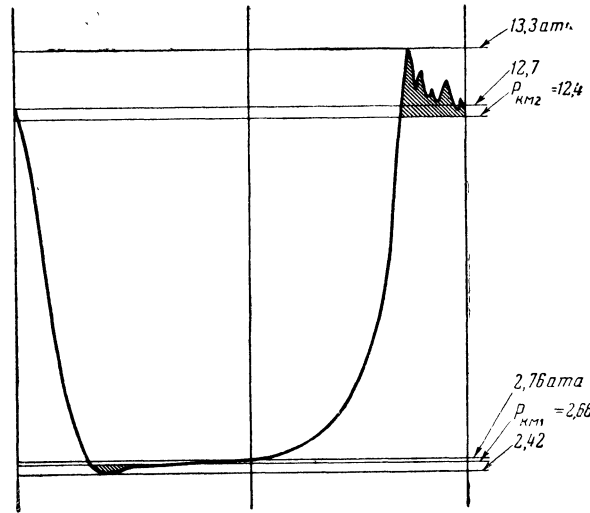


Рис. 6. Потери давления в клапанах ($t_н = -5^\circ\text{C}$, $t_к = 50^\circ\text{C}$).

лись больше, чем все остальные вместе взятые. Далее следуют механические потери и потери от подогрева фреона.

При повышении температуры кипения полезная мощность увеличивается и абсолютно и относительно, энергетические показатели компрессора несколько улучшаются за счет сокращения доли электрических и механических потерь. Это показывают энергетические коэффициенты компрессора (табл. 2).

Проведенный анализ потерь показывает, что наиболее перспективны следующие пути улучшения энергетических характеристик данного герметичного компрессора:

— улучшение характеристик встроенного электродвигателя, в первую очередь, уменьшение потерь в стали при напряжениях, близких к номинальным (см. рис. 3);

Таблица 1

Мощность, <i>вт</i>	Условия работы					
	$t_0 = -25^\circ\text{C};$ $t_к = 30^\circ\text{C}$		$t_0 = -15^\circ\text{C};$ $t_к = 30^\circ\text{C}$		$t_0 = -5^\circ\text{C};$ $t_к = 50^\circ\text{C}$	
	<i>вт</i>	%	<i>вт</i>	%	<i>вт</i>	%
Потребляемая	304	100	366	100	510	100
Теоретическая	141	46	184	50	261	51
Потери:						
в стали	68	22	68	19	68	13
• в меди	32	11	37	9	61	12
трения	28	9	28	8	28	6
в нагнетательном клапане	5	2	15	4	14	3
во всасывающем клапане	5	2	2	1	9	2
от подогрева пара и прочие	25	8	32	9	69	13

Таблица 2

К. п. д.	Условия работы		
	$t_0 = -25^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$	$t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$	$t_0 = -5^\circ\text{C}$, $t_k = 50^\circ\text{C}$
Электродвигатель	0,67	0,72	0,75
Механический	0,86	0,89	0,93
Адиабатический	0,80	0,79	0,73
Электрический	0,46	0,50	0,51

эфициенты подачи, т. е. увеличить полезную мощность и тем самым коэффициенты полезного действия.

ЛИТЕРАТУРА

1. М. И. Френкель. Поршневые компрессоры, Машгиз, 1962.
2. Холодильная техника. Энциклопедический справочник. Т. 1. Госторгиздат, 1960.
3. В. Б. Якобсон. «Холодильная техника», 1963, № 5.
4. В. Б. Якобсон. «Холодильная техника», 1964, № 5, 1965, № 1.
5. Е. М. Агарев, Л. Е. Медовар. Электронные индикаторы для холодильных компрессоров. Госторгиздат, 1962.
6. И. Б. Юдицкий, С. Е. Пивоваров. Проведение комплексных исследований электродвигателей и герметичных компрессоров. Отчет ХОКБ, 1961.
7. Д. М. Иоффе, В. Б. Якобсон. Малые холодильные машины и торговое холодильное оборудование. Госторгиздат, 1961.
8. В. Б. Якобсон. «Холодильная техника», 1964, № 2.

— уменьшение мощности трения;
— уменьшение подогрева всасываемого пара.

Потери в клапанах сравнительно невелики (особенно во всасывающем клапане) — 6—7% индикаторной мощности, что вполне допустимо для фреоновых компрессоров. Но совершенствование клапанов позволит не только несколько уменьшить потери, но и повысить ко-

УДК 621.57.041.001.5

ИНДИЦИРОВАНИЕ КОМПРЕССОРОВ ФУБС12 И ФУБС9

Л. Е. МЕДОВАР — Всесоюзный научно-исследовательский институт холодильной промышленности

В данной статье приводятся некоторые результаты исследования бессальниковых холодильных компрессоров ФУБС12 и ФУБС9 номинальной холодопроизводительностью 12000 и 9000 ккал/ч при работе их на фреоне-12. Работа проводилась в лаборатории малых холодильных машин ВНИИХИ.

Компрессоры, выполненные в соответствии с ГОСТом 6492—61, — четырехцилиндровые, У-образные (угол развала цилиндров 90°), с охлаждением встроенного электродвигателя всасываемым фреоном. Диаметры цилиндров 67,5 мм, ход поршней 50 мм. Оба компрессора полностью унифицированы и различаются лишь встроенными электродвигателями. У компрессора ФУБС12 электродвигатель марки АВ61-4 ($n=1500$ об/мин, $N=10$ кВт), а у компрессора ФУБС9 — марки АВ61-6 ($n=960$ об/мин, $N=7$ кВт).

Конструкция компрессоров разработана ВНИИХИХолодмашем совместно с мелитопольским заводом им. 30 лет ВЛКСМ.

Описание и рабочие характеристики машин опубликованы ранее [1].

Компрессоры индицировали¹ пьезоэлектрическим индикатором ВНИИХИ с малогабаритными пьезокерамическими датчиками давления и осциллографом С1-1 в качестве регистрирующего прибора [2, 3].

Датчики давления были установлены во всех четырех цилиндрах, во всасывающих и нагнетательных полостях крышек цилиндров, нагнетательном коллекторе и трубопроводе.

Синхронизация осциллограмм производилась по верхней мертвой точке поршня соответствующего цилиндра, для чего в компрессоре со стороны масляного насоса были помещены четыре индукционных (магнитных) отметчика положения поршня [2]. Число оборотов вала машины контролировалось специальным прибором [4] также с помощью отметчиков.

Давление в полостях всасывания и нагнетания компрессора ФУБС12 замеряли манометрами, один из которых был соединен с поло-

¹ В работе по индицированию компрессоров принимал участие инж. Е. М. Агарев.

стью картера, другой — с нагнетательной полостью крышки цилиндров.

Температуру пара перед всасывающим и после нагнетательного клапанов контролировали малоинерционным термометром сопротивления ВНИХИ [5].

При определении индикаторного коэффициента подачи принималось среднее значение по всем цилиндрам, а при установлении индикаторной мощности — суммарное.

В статье приняты следующие условные обозначения:

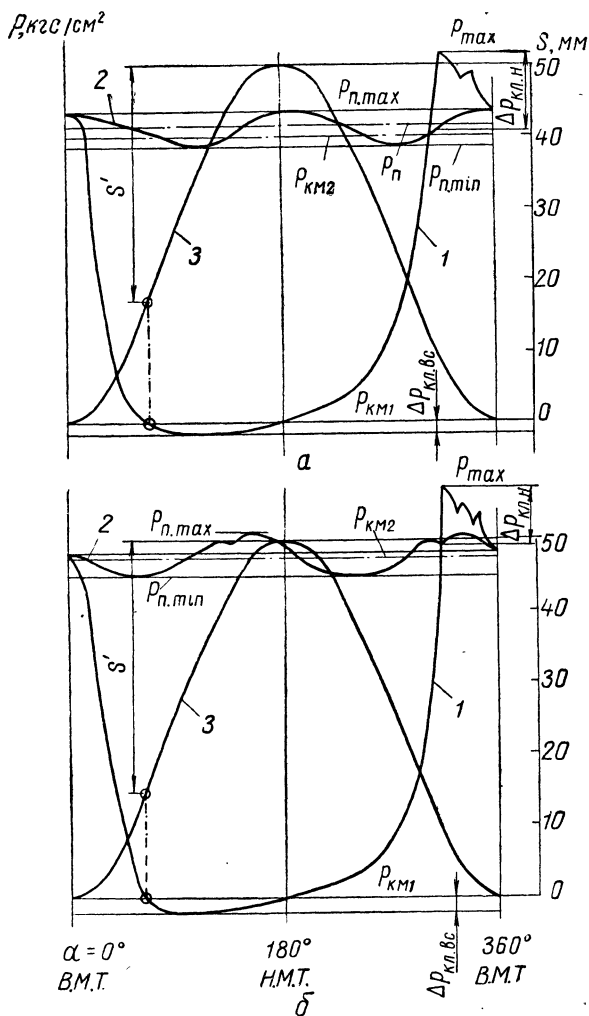


Рис. 1. Осциллограммы давлений компрессоров: 1 — давление в цилиндре; 2 — давление в нагнетательной полости; 3 — зависимость хода поршня S от угла поворота вала; а — ФУБС12. Значения давлений, $кг/см^2$: $p_{км1}=1,86$, $p_{км2}=7,58$, $p_{п}=7,7$, $p_{п. max}=9,1$, $\Delta p_{кл. н}=1,4$, $\Delta p_{кл. вс}=0,25$, $p_{п. max}=8,1$, $p_{п. min}=7,24$;
б — ФУБС9. Значения давлений, $кг/см^2$: $p_{км1}=1,86$, $p_{км2}=7,58$, $p_{п. max}=8,72$, $\Delta p_{кл. н}=0,9$, $\Delta p_{кл. вс}=0,22$, $p_{п. max}=8$, $p_{п. min}=7,22$.

$p_{км1}$ — давление во всасывающей патрубке компрессора, $p_{км2}$ — давление в нагнетательной патрубке, $p_{п}$ — усредненное давление в нагнетательной полости (по показанию манометра), $p_{п. max}$ — максимальное давление в цилиндре, $\Delta p_{кл. н}$ — максимальные потери давления в нагнетательном клапане, $p_{п. max}$ и $p_{п. min}$ — максимальное и минимальное значения пульсирующего давления в нагнетательной полости крышки цилиндров.

На рис. 1, а и б приведены осциллограммы давлений компрессоров ФУБС12 и ФУБС9, снятые в режиме $t_0=-15^\circ C$, $t_k=30^\circ C$, $t_{км1}=15^\circ C$.

Осциллограммы обрабатывали по принятой во ВНИХИ методике — без перестройки их в индикаторные диаграммы [2, 6].

При обработке осциллограмм давление в верхней мертвой точке принималось равным соответствующему мгновенному давлению в нагнетательной полости крышки цилиндров; давление в нижней мертвой точке — давлению в картере или, в данном случае, давлению $p_{км1}$.

Осциллограмма на рис. 1, а показывает, что в компрессоре ФУБС12, имеющем большое число оборотов, наблюдалось запаздывание закрытия нагнетательного клапана (отмечено во всех цилиндрах и на всех режимах). В связи с этим обратное расширение из мертвого пространства начинается не в верхней мертвой точке (в. м. т.), а несколько правее (позже). В результате точка пересечения линии обратного расширения с прямой $p_{км1}$, которая определяет индикаторный коэффициент всасывания λ_i , входящий в общий коэффициент подачи, также сдвигается вправо и коэффициент λ_i уменьшается.

Уменьшение величины λ_i обуславливается также гидравлическим сопротивлением нагнетательного клапана.

Из приведенных осциллограмм видно, что с увеличением числа оборотов сопротивление клапанов соответственно возрастает.

Вследствие гидравлического сопротивления и инерции пластин нагнетательных клапанов внутреннее отношение давлений $\frac{p_{п. max}}{p_{км1}}$ зна-

чительно (до 30%) превышает внешнее $\frac{p_{км2}}{p_{км1}}$, что приводит к излишней затрате мощности, повышению нагрева машины и снижению коэффициента подачи.

Таким образом, в результате индицирования установлено, что индикаторный коэффициент всасывания компрессора ФУБС12, а следовательно, и его холодопроизводительность в зна-

чительной степени определяются работой нагнетательных клапанов.

Дополнительные исследования позволили установить, что основной причиной запаздывания закрытия клапана является недостаточное усилие его пружин, под действием которых происходит посадка клапана на седло. Это явилось следствием остаточных деформаций пружин. Улучшение технологии их изготовления на заводе позволило увеличить производительность компрессоров на 13%.

Индицирование показало, что в нагнетательных полостях крышек цилиндров обоих компрессоров происходят сильные колебания (пульсации) давления.

Из сопоставления осциллограмм видно, что кривые мгновенных значений пульсирующего давления в крышках цилиндров компрессоров ФУБС12 и ФУБС9 в период нагнетания расположены неодинаково.

Давление в крышке компрессора ФУБС12 во время нагнетания не превышает давления в цилиндре, соответствующего положению поршня в в. м. т. (см. рис. 1, а). Давление в нагнетательной полости в момент открытия нагнетательного клапана мало отличается от среднего давления $p_{\text{п}}$ и давления нагнетания $p_{\text{км2}}$ в этой полости, вследствие чего оно практически не влияет на величину максимального давления p_{max} в цилиндре.

Давление p_{max} , соответствующее началу открытия нагнетательного клапана, в этом случае отличается от среднего давления в нагнетательной полости, а следовательно, и от $p_{\text{км2}}$, в основном на величину сопротивления нагнетательного клапана $\Delta p_{\text{кл. н}}$. Однако пульсации в компрессоре ФУБС12 увеличивают конечное давление нагнетания (давление в в. м. т.).

В компрессоре ФУБС9 давление в крышке в период нагнетания превышает конечное давление нагнетания (см. рис. 1, б). Давление в нагнетательной полости в момент открытия нагнетательного клапана выше давления $p_{\text{км2}}$. В этом случае максимальное давление в цилиндре p_{max} зависит не только от сопротивления нагнетательного клапана, но и от того, насколько давление в полости превышает давление $p_{\text{км2}}$.

Так, в компрессоре ФУБС9 при работе на режиме, указанном на рис. 1, б, давление в цилиндре p_{max} в момент открытия нагнетательного клапана превышает давление $p_{\text{км2}}$ на $1,1 \text{ кгс/см}^2$, причем $0,3 \text{ кгс/см}^2$ — из-за увеличения давления в нагнетательной полости. При повышении температуры кипения эти величины для компрессоров ФУБС9 возрастают. Например, в режиме $t_0=5^\circ\text{C}$ и $t_{\text{к}}=30^\circ\text{C}$ — $p_{\text{max}} - p_{\text{км2}} = 1,9 \text{ кгс/см}^2$, в том числе

$0,75 \text{ кгс/см}^2$ — из-за возрастания давления в нагнетательной полости.

Испытания показали, что вследствие большого объема всасывающей полости (включающего также объем картера и каналов на всасывании) давление в ней равно давлению $p_{\text{км1}}$, а пульсации давления практически отсутствуют.

Сопротивление всасывающих клапанов несколько увеличивает расход энергии, что повышает нагрев компрессора и уменьшает коэффициент подогрева λ_w .

Степень неравномерности пульсирующего давления δ представляет собой отношение разности максимального и минимального давлений в нагнетательной полости к среднему давлению.

Чем больше амплитуда колебаний давления, тем больше степень неравномерности δ при данном среднем давлении. Амплитуда колебаний зависит от скорости вращения, величины мертвого пространства, объема полости и других факторов.

Сравнение результатов испытаний компрессоров показывает, что с повышением числа оборотов увеличивается степень неравномерности δ колебаний давления. Так, для компрессора ФУБС12 $\delta=0,117$, а для ФУБС9 $\delta=0,1$.

Во время испытаний компрессора ФУБС12 были сняты осциллограммы пульсирующих давлений в нагнетательных полостях крышек цилиндров при различных высотах крышек и, следовательно, различных объемах их полостей. Степень неравномерности пульсаций уменьшалась с увеличением объема полости.

Некоторые иностранные фирмы для уменьшения пульсаций предусматривают в компрессорах общую развитую нагнетательную полость для всех цилиндров [7].

Чтобы проверить влияние нагнетательного трубопровода на амплитуду пульсаций в полости крышки, на нем был установлен глушитель, выполненный в соответствии с приведенными в литературе рекомендациями [8].

Действие глушителя основывалось на изменении величины и направлений скорости потока. Глушитель представлял собой цилиндрический аппарат, разделенный внутренней перегородкой на две части. В перегородку вплотную к внутренней стенке были вварены две трубки, соединяющие обе части.

Поток пара поступал через центральный штуцер в нижнюю часть, затем после двойного поворота по трубкам — в верхнюю часть и далее в трубопровод. Размеры подобных глушителей выбираются в зависимости от диаметра нагнетательного трубопровода [8].

На рис. 2 показаны осциллограммы давлений, снятые при испытании в режиме $t_0 = -15^\circ\text{C}$ и $t_k = 30^\circ\text{C}$.

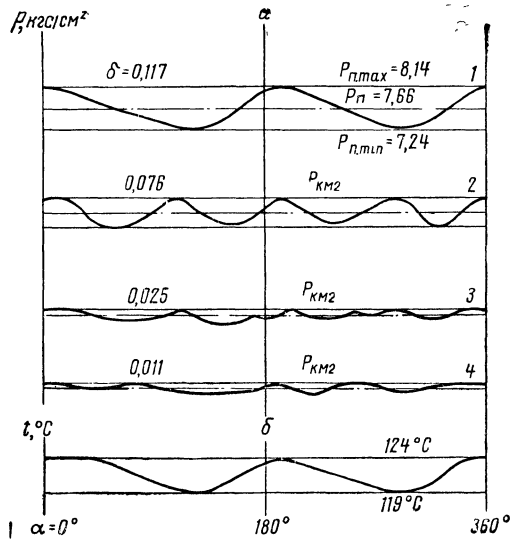


Рис. 2. Осциллограммы пульсирующих давлений и температур на нагнетательной стороне компрессора ФУБС12 при работе с глушителем:

a — давления: 1 — в нагнетательной полости крышки цилиндров; 2 — в корпусе нагнетательного вентиля; 3 — перед глушителем; 4 — после глушителя; *b* — температуры в нагнетательной полости крышки цилиндров.

Датчик в корпусе нагнетательного вентиля (в тупике) регистрирует последовательные удары волн от каждого из четырех цилиндров. Пульсации давления от каждого цилиндра имеют одинаковую частоту, но сдвинуты по фазе на 180° в одном блоке. Суммарные колебания в блоках сдвинуты между собой по фазе на 90° (соответственно углу развала цилиндров). Колебания от обоих блоков при наложении складываются. Суммарные амплитуды колебания давления в нагнетательном трубопроводе от всех четырех цилиндров весьма малы.

Испытания показали, что установка глушителя не влияет на работу компрессора — пульсации в крышках и трубопроводе до глушителя остаются без изменений. Колебания давления за глушителем практически отсутствуют (см. рис. 2).

В связи с тем, что колебания давления в нагнетательном трубопроводе весьма слабы, глушители для современных быстроходных многоцилиндровых холодильных компрессоров обычно не требуются.

Вследствие колебаний давления происходят также колебания температуры в нагнетательной полости (см. рис. 2).

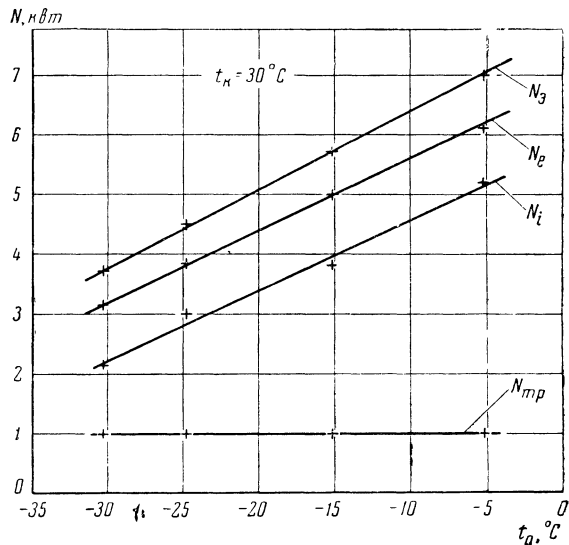


Рис. 3. Зависимость $N_з$, N_e , N_i , $N_{\text{тр}}$ компрессора ФУБС12 от t_0 .

Индицирование позволило определить мощность трения и рабочие коэффициенты компрессора.

На рис. 3 приведены зависимости электрической $N_з$, эффективной N_e и индикаторной N_i мощностей, а также мощности трения $N_{\text{тр}}$ компрессора ФУБС12 от температуры кипения t_0 .

Как видно из рис. 3, эти зависимости носят прямолинейный характер.

Мощность трения практически постоянна на всех режимах и равна 1 кВт.

О постоянстве мощности трения свидетельствует и зависимость N_i от N_e для различных режимов работы (рис. 4). Эта зависимость также прямолинейна.

На рис. 4 приведены значения механического к. п. д. компрессора $\eta_{\text{мех}}$. С понижением температуры кипения и снижением эффективной мощности относительное значение потерь от трения возрастает и $\eta_{\text{мех}}$ уменьшается. При номинальном режиме $N_e \approx 5 \text{ кВт}$, $\eta_{\text{мех}} \approx 0,8$.

На рис. 5 представлены значения коэффициента подачи λ , а также частных коэффициентов: индикаторного — λ_i и подогрева λ_w , причём $\lambda = \lambda_i \cdot \lambda_w$; $\lambda_w = \lambda_{\text{вк}} \cdot \lambda_{\text{вц}}$ [9] и по рис. 1

$$\lambda_i = \frac{S'}{S} [6].$$

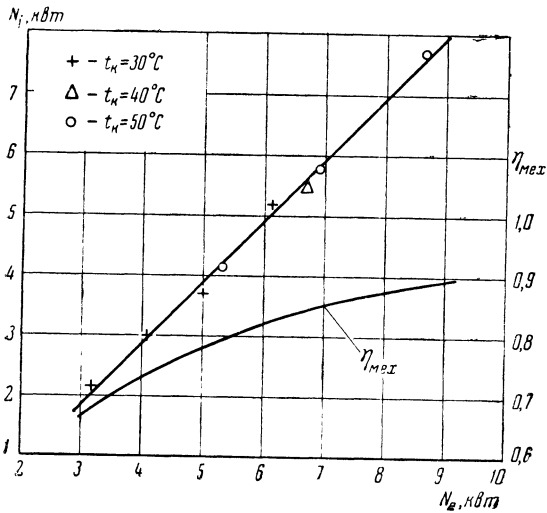


Рис. 4. Зависимость N_i и $\eta_{мех}$ компрессора ФУБС12 от N_e .

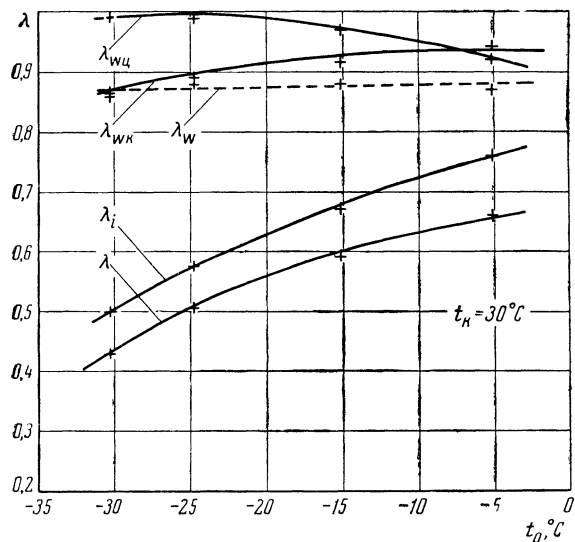


Рис. 5. Значения коэффициентов компрессора ФУБС12 при различных температурах кипения.

Здесь S' — ход поршня с момента открытия всасывающего клапана;

S — полный ход поршня;

λ_{wk} — коэффициент, учитывающий подогрев пара во всасывающем канале компрессора (от всасывающего патрубка до всасывающего клапана);

λ_{wc} — коэффициент, учитывающий подогрев всасываемого пара в клапане и в цилиндре.

Из рис. 5 видно, что как и в других компрессорах решающее влияние на общий коэффициент подачи λ оказывает λ_i , при этом характер изменения обоих коэффициентов аналогичен. С понижением температуры кипения значение коэффициента λ_{wk} уменьшается, λ_{wc} возрастает и коэффициент подогрева λ_w изменяется незначительно — в пределах $0,87 \div 0,88$ при $t_k = 30^\circ\text{C}$. Это свидетельствует о том, что с понижением температуры кипения перегрев пара во всасывающем канале усиливается, а в цилиндре и всасывающем клапане ослабляется.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. Я. Мельников. «Холодильная техника», 1965, № 1.
2. Е. М. Агарев, Л. Е. Медовар. Электронные индикаторы для холодильных компрессоров. Госторгиздат, 1962.
3. Е. М. Агарев, Л. Е. Медовар, Л. С. Персиянинов, Л. З. Русаков, В. И. Яворовский. Пьезокерамический датчик давления. Авторское свидетельство № 164149.
4. А. Т. Карпова. Прибор для измерения скорости вращения многоцилиндровых герметичных и бессальниковых компрессоров. Отчет ВНИИХИ, 1963.
5. Е. М. Агарев, Л. Е. Медовар, В. К. Лемешко. Авторское свидетельство № 168494.
6. Е. М. Агарев, Л. Е. Медовар. «Холодильная техника», 1962, № 3.
7. Л. Е. Медовар. «Холодильная техника», 1964, № 4.
8. П. А. Гладких, С. А. Хачатурян. Вибрации трубопроводов и методы их устранения. Машгиз, 1959.
9. В. Б. Якобсон. «Холодильная техника», 1964, № 2.