

Автореферат
В 42

Док. Алексееву В.П.

**ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

На правах рукописи

Ивайло Ивайлов Виденов

**ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ
В ГЕРМЕТИЧНЫХ ФРЕОНОВЫХ КОМПРЕССОРАХ**

(Специальность № 05.04.03 – Гидравлические машины,
машины и аппараты холодильной и криогенной техники)

Автореферат

**диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Одесса - 1974

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

На правах рукописи

Ивайло Ивайлов Виденов

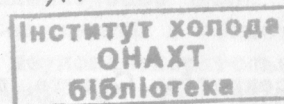
ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ
В ГЕРМЕТИЧНЫХ ФРЕОНОВЫХ КОМПРЕССОРАХ

(Специальность № 05.04.03 – Гидравлические машины,
машины и аппараты холодильной и криогенной техники)

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

xv 1080



Одесса - 1974

Работа выполнена в Институте Холодильной Техники (НРБ, София) в сотрудничестве с ВНИИ (СССР, Москва)

Научный руководитель:
доктор технических наук
В.Б.Якобсон

Официальные оппоненты:
доктор технических наук Л.З.Мельцер
кандидат технических наук Н.И.Водяницкая

Ведущее предприятие: Харьковский завод
холодильных машин.

Автореферат разослан " _____ " _____ 1974 г.

Защита диссертации состоится 24 февраля 1974 г.

в 1030 часов на заседании совета факультетов холодильных машин, глубокого холода и криогенной техники Одесского технологического института холодильной промышленности (ОТИХП).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзыв на автореферат в 2-х экземплярах с подписью, заверенной печатью учреждения, просим направить в Совет института по адресу: 270000, г.Одесса, ГСП-387, ул. Петра Великого, 1/3, ОТИХП.

Ученый секретарь Совета, доцент

(Г.В.Лихницкий)

Герметичный компрессор - это основной тип компрессоров малых холодильных машин.

В последние десятилетия герметичные компрессоры достигли высокого уровня совершенства и получили исключительное распространение. Мировое производство достигло 40 млн. штук в год и продолжает расти. В НРБ Болгарии производство герметичных компрессоров является ведущей отраслью машиностроения. В настоящее время осваивается производство нового ряда герметичных компрессоров. Их производство составит 200 - 300 тыс. штук в год.

Тепловые процессы оказывают существенное влияние на все основные характеристики а также на надежность компрессора. Их роль особенно возрастает в компактных высокооборотных компрессорах с двухполосным двигателем.

Исследованию тепловых процессов в герметичных компрессорах посвящены многочисленные работы В.Б.Якобсона, И.М.Зеликовского, И.А.Элькина, А.Л.Черняка, а также Кубе, Енемарка, Цабалки, Хайриха, Круга и других исследователей. В них приводятся экспериментальные данные о влиянии на температурное поле и характеристики компрессора отдельных факторов.

Первая попытка комплексного решения проблемы дана в работах Хайриха и Круга. Авторы составили систему балансных уравнений тепловых потоков в компрессоре домашнего холодильника, решение которой определяет его температурное поле. Были получены удовлетворительные результаты в области высоких температур кипения и неудовлетворительные - в области низких и сделан вывод о необходимости дальнейшего усовершенствования модели.

Задачей настоящей работы является исследование основных источников тепла и внутренних теплообменных потоков и их влияния на структуру температурного поля и характеристики герметичных компрессоров с целью их совершенствования.

Диссертация состоит из введения и трех глав.

Теоретический анализ тепловых процессов в герметичных компрессорах

В тепловом отношении герметичный компрессор представляет систему с несколькими источниками тепла: встроенный электродвигатель, пары трения и нагнетательный тракт. Отвод тепла в этой системе осуществляется всасываемыми парами, а также через пары фреона и масла к кожуху и от него в окружающую среду.

Связь герметичного компрессора с окружающей средой и общий температурный уровень компрессора определяются известным уравнением внешнего теплового баланса

$$G_a \cdot i_1 + 0,86 N_э = G_a \cdot i_2 + Q_{\text{кж.ос.}}, \quad (1)$$

где G_a [кг/ч] — производительность компрессора;

i_1, i_2 [ккал/кг] — энтальпии фреона на входе и выходе компрессора;

$N_э$ [Вт] — потребляемая электрическая мощность;

$Q_{\text{кж.ос.}}$ [ккал/ч] — теплоотдача от кожуха в окружающую среду.

Структура температурного поля компрессора определяется интенсивностью источников тепла и теплообменными потоками между элементами компрессора, фреоном и маслом.

Совокупность внутренних энергетических потоков, определяющих температурное поле, может быть представлена системой балансных уравнений элементов компрессора, фреона и масла. Если такой системой уравнений охвачены все основные энергетические потоки, то ее решение дает структуру температурного поля герметичного компрессора.

Количество элементов, на которые разделяется условно компрессор, и, соответственно, количество балансных уравнений определяется, с одной стороны, необходимостью учитывать все основные тепловые потоки,

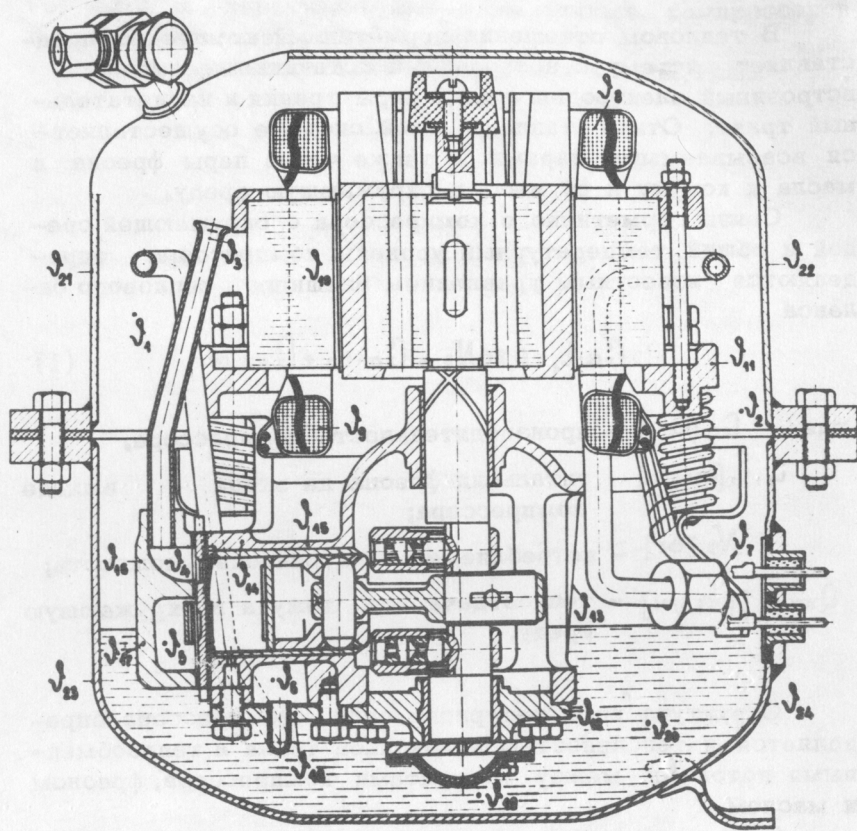


Рис. 1. Общий вид компрессора.

и с другой, — возможностью определения с достаточной точностью соответствующих коэффициентов теплоотдачи.

В настоящей работе приводится система балансных уравнений, описывающая основные энергетические потоки в герметичном компрессоре для торгового холодильного оборудования. Выбран типичный для этого класса машин одноцилиндровый компрессор с эксцентриковым механизмом движения и внутренней пружинной подвеской, с электродвигателем, расположенным над собственно компрессором. Компрессор (рис.1) разделен условно на основные элементы: электродвигатель, корпус, цилиндр, глушитель, поршень-вал, всасывающая полость, нагнетательная полость, нагнетательная трубка и кожух. Система уравнений охватывает тепловые балансы элементов компрессора, а также масла в кожухе и фреона в газовом тракте:

1. Встроенный электродвигатель (дв)

$$C_{дв} \frac{dt_{дв}}{dt} = 0,86 N_{дв} + \alpha F / k_{к.дв} / t_{к} - t_{дв} + \alpha F / n_{н.дв} / t_{н} - t_{дв} / - \alpha F / \delta_{дв.фр} / t_{дв} - t_{фр} / \quad (2)$$

2. Корпус (к)

$$C_{к} \frac{dt_{к}}{dt} = \delta_{к} Q_{тр} + \alpha F / \lambda_{л.к} / t_{гн} - t_{к} + \alpha F / \mu_{ц.к} / t_{ц} - t_{к} + \alpha F / n_{н.к} / t_{н} - t_{к} / - \alpha F / k_{к.дв} / t_{к} - t_{дв} / - \alpha F / k_{к.м} / t_{к} - t_{м} / - \alpha F / k_{к.фр} / t_{к} - t_{фр} / \quad (3)$$

3. Цилиндр (ц)

$$C_{ц} \frac{dt_{ц}}{dt} = \delta_{ц} Q_{тр} + \beta_{ц} \psi A L_{к} + \alpha F / \lambda_{л.ц} / t_{гн} - t_{ц} + \alpha F / n_{н.ц} / t_{н} - t_{ц} + \alpha F / \psi_{ср.ц} / t_{вср} - t_{ц} / - \alpha F / \mu_{ц.к} / t_{ц} - t_{к} / - \alpha F / \mu_{ц.н} / t_{ц} - t_{н} / - \alpha F / \mu_{ц.м} / t_{ц} - t_{м} / - \alpha F / \mu_{ц.фр} / t_{ц} - t_{фр} / \quad (4)$$

4. Глушитель (гл)

$$C_{гг} \frac{dt_{гг}}{dt} = \alpha F / \epsilon_{гг} / t_{гг} - t_{гг} / - \alpha F / \epsilon_{гг} / t_{гг} - t_{гг} / - \alpha F / \epsilon_{гг} / t_{гг} - t_{гг} / - \alpha F / \epsilon_{гг} / t_{гг} - t_{гг} / \quad (5)$$

5. Поршень - вал (п)

$$C_{п} \frac{dt_{п}}{dt} = \delta_{п} Q_{п} + \beta_{п} \psi AL_{к} + \alpha F / \epsilon_{п} / t_{п} - t_{п} / - \alpha F / \epsilon_{п} / t_{п} - t_{п} / - \alpha F / \epsilon_{п} / t_{п} - t_{п} / - \alpha F / \epsilon_{п} / t_{п} - t_{п} / \quad (6)$$

6. Всасывающая полость (вс.п)

$$C_{вс.п} \frac{dt_{вс.п}}{dt} = \alpha F / \epsilon_{вс.п} / t_{вс.п} - t_{вс.п} / - \alpha F / \epsilon_{вс.п} / t_{вс.п} - t_{вс.п} / - \alpha F / \epsilon_{вс.п} / t_{вс.п} - t_{вс.п} / \quad (7)$$

7. Нагнетательная полость (нп)

$$C_{нп} \frac{dt_{нп}}{dt} = \alpha F / \epsilon_{нп} / t_{нп} - t_{нп} / - \alpha F / \epsilon_{нп} / t_{нп} - t_{нп} / - \alpha F / \epsilon_{нп} / t_{нп} - t_{нп} / \quad (8)$$

8. Нагнетательная трубка (тр)

$$C_{тр} \frac{dt_{тр}}{dt} = \alpha F / \epsilon_{тр} / t_{тр} - t_{тр} / - \alpha F / \epsilon_{тр} / t_{тр} - t_{тр} / - \alpha F / \epsilon_{тр} / t_{тр} - t_{тр} / \quad (9)$$

9. Кожух (кж)

$$C_{кж} \frac{dt_{кж}}{dt} = \alpha F / \epsilon_{кж} / t_{кж} - t_{кж} / + \alpha F / \epsilon_{кж} / t_{кж} - t_{кж} / - \alpha F / \epsilon_{кж} / t_{кж} - t_{кж} / \quad (10)$$

10. Масло (м)

$$C_{м} \frac{dt_{м}}{dt} = \alpha F / \epsilon_{м} / t_{м} - t_{м} / + \alpha F / \epsilon_{м} / t_{м} - t_{м} / + \alpha F / \epsilon_{м} / t_{м} - t_{м} / + \alpha F / \epsilon_{м} / t_{м} - t_{м} / - \alpha F / \epsilon_{м} / t_{м} - t_{м} / \quad (11)$$

11. Фреон в кожухе (фр)

$$C_{фр} \frac{dt_{фр}}{dt} = G_{а} \cdot c_1 \cdot t_1 - G_{а} \cdot c_2 \cdot t_2 + \alpha F / \epsilon_{фр} / t_{фр} - t_{фр} / + \alpha F / \epsilon_{фр} / t_{фр} - t_{фр} / + \alpha F / \epsilon_{фр} / t_{фр} - t_{фр} / + \alpha F / \epsilon_{фр} / t_{фр} - t_{фр} / - \alpha F / \epsilon_{фр} / t_{фр} - t_{фр} / \quad (12)$$

12. Фреон во всасывающей полости (2-3)

$$C_{2-3} \frac{dt_{2-3}}{dt} = G_{а} \cdot c_2 \cdot t_2 - G_{а} \cdot c_3 \cdot t_3 + \alpha F / \epsilon_{2-3} / t_{2-3} - t_{2-3} / \quad (13)$$

13. Фреон в цилиндре (4)

$$C_4 \frac{dt_4}{dt} = G_{а} \cdot c_3 \cdot t_3 - G_{а} \cdot c_4 \cdot t_4 + AL_{к} - \psi AL_{к} / \eta \quad (14)$$

14. Фреон в глушителе (8)

$$C_6 \frac{dt_6}{dt} = G_a \cdot c_5 \cdot t_5 - G_a \cdot c_6 \cdot t_6 - \alpha F / 6.21 / t_6 - t_{21} / (15)$$

15. Фреон в нагнетательной трубке (8-7)

$$C_{6-7} \frac{dt_{6-7}}{dt} = G_a \cdot c_6 \cdot t_6 - G_a \cdot c_7 \cdot t_7 - \alpha F / 6.7.m.p / t_{6-7} - t_{mp} / (16)$$

где

C [ккал/°C] - теплоемкость

c [ккал/кг·°C] - удельная теплоемкость

t [°C] - температура

τ [ч] - время

N_p [Вт] - потребляемая мощность

α [ккал/м²·ч·°C] - коэффициент теплоотдачи

F [м²] - теплообменная поверхность

$Q_{тр}$ [ккал/ч] - теплота трения

$\delta_k, \delta_c, \delta_n$ - части теплоты трения, отдаваемые соответственно корпусу, цилиндру, поршню-валу

$A = \frac{1}{427}$ [ккал/кгм] - механический эквивалент теплоты

L_k [кгм] - работа компрессора в политропическом процессе

$\psi = \frac{\alpha - n}{n(\alpha - 1)}$ - коэффициент, показывающий, какая часть работы компрессора отводится или получается в виде тепла в результате теплообмена паров холодильного агента со стенками цилиндра и поршня при показателе политропы $n \neq \alpha$

β_c, β_n - части тепла, отводимые или получаемые соответственно цилиндром и поршнем-валом.

Управления однотипные - левой стороне каждого дан аккумулирующий тепловой поток соответствующего элемента, а в правой - сумма входящих и выходящих тепловых потоков.

Эта система линейных дифференциальных уравнений описывает основные тепловые потоки в самом общем случае - при нестационарных режимах работы компрессора, имеющих место при его циклической работе в автоматизированных холодильных установках.

Для решения такой системы уравнений удобно пользоваться аналоговой вычислительной машиной. Решение этой системы уравнений дает зависимость температур элементов компрессора, масла и фреона от времени. Это необходимо при решении задачи оптимизации элементов холодильной машины (компрессора, конденсатора, испарителя и дросселирующего органа) при ее циклической работе.

Автором была составлена схема для вычисления на аналоговой машине "Аналог 3" производства института приборостроения "НИПКИП" - София и получено решение системы уравнений на двух рабочих режимах компрессора.

Для инженерных расчетов герметичных компрессоров, в первую очередь, необходимо определить максимальные значения температур элементов компрессора, масла и фреона в установившемся режиме, от которых существенно зависит надежность компрессора.

В установившемся режиме $\frac{dt}{dt} = 0$ и $E = C \frac{dt}{dt} = 0$

Таким образом, получается система линейных алгебраических уравнений, описывающая тепловые потоки в герметичном компрессоре в условиях установившегося режима. Такую систему уравнений можно решить на цифровой ЭВМ.

Условием пользования этой системой уравнений для определения температурного поля данного герметичного компрессора является знание коэффициентов теплоотдачи от элементов компрессора и электродвигателя к маслу и фреону, от масла и фреона - к кожуху и от кожуха к окружающему воздуху.

Решение этой задачи, впервые поставленной в данной работе, представляет значительную сложность ввиду неоднородности скоростного поля масла и фреона в кожухе компрессора. Однако, при известной структуре температурного поля, путем решения системы уравнений, описывающих основные тепловые потоки в компрессоре, можно уточнить не поддающиеся аналитическому определению коэффициенты теплоотдачи в компрессоре.

Уточненную таким образом математическую модель компрессора можно использовать для оптимизации ряда унифицированных компрессоров в отношении равномерности температурного поля или достижения определенных лимитирующих температур (температуры обмотки двигателя, масла в кожухе, фреона в нагнетательной полости и др.), а также в отношении энергетических характеристик компрессора.

Методика исследования

В работе экспериментально определено влияние основных источников тепла и тепловых потоков на температурное поле и характеристики компрессора. В частности, исследовались:

- теплоотдача от нагревательного канала;
- теплоотдача от встроенного электродвигателя;
- теплообмен во всасывающем канале.

Объектом экспериментальных исследований служил герметичный компрессор типа КХТ - 2 производства за-

вода "А.Иванов" - София номинальной холодопроизводительности 500 ккал/ч (см. рис. 1).

Число цилиндров	1
Диаметр цилиндра	38 мм
Ход поршня	24 мм
Объем, описанный поршнем	2,11 м ³ /ч
Номинальная мощность двигателя	250 Вт/ч

С целью исследования теплоотдачи от нагнетательного канала испытывали вариант компрессора с уменьшенным нагнетательным каналом (с вынесенным глушителем и сокращенной нагнетательной трубкой). На рис. 2 показаны два исполнения нагнетательного канала компрессора.

С целью исследования теплообмена во всасывающем канале был испытан вариант компрессора без охлаждения двигателя фреоном (всасываемый пар подавался непосредственно во всасывающую трубку) согласно рис.3.

С целью исследования теплоотдачи от встроенного электродвигателя проводились две серии испытаний компрессора с изменением к.п.д. двигателя и, соответственно, количества отдаваемого им тепла.

В первой серии опытов в компрессор встраивались последовательно 6 различных специально сконструированных двигателей с одинаковыми номинальными и максимальными моментами, но различными габаритными размерами. (Высота пакета статора изменялась от 40 до 65 мм). Номинальные к.п.д. этих двигателей изменялись от 0,71 до 0,79. Образцы двигателей были изготовлены базой микродвигателей в г.Ловече НР Болгария.

Во второй серии опытов изменение к.п.д. двигателя достигалось увеличением напряжения на клеммах от 220 до 300 В.

К.п.д. двигателя при различных рабочих режимах компрессора определяли по измеренным потребляемой мощности и температуре обмотки с помощью рабочих характеристик двигателя, определенных на открытом стенде.

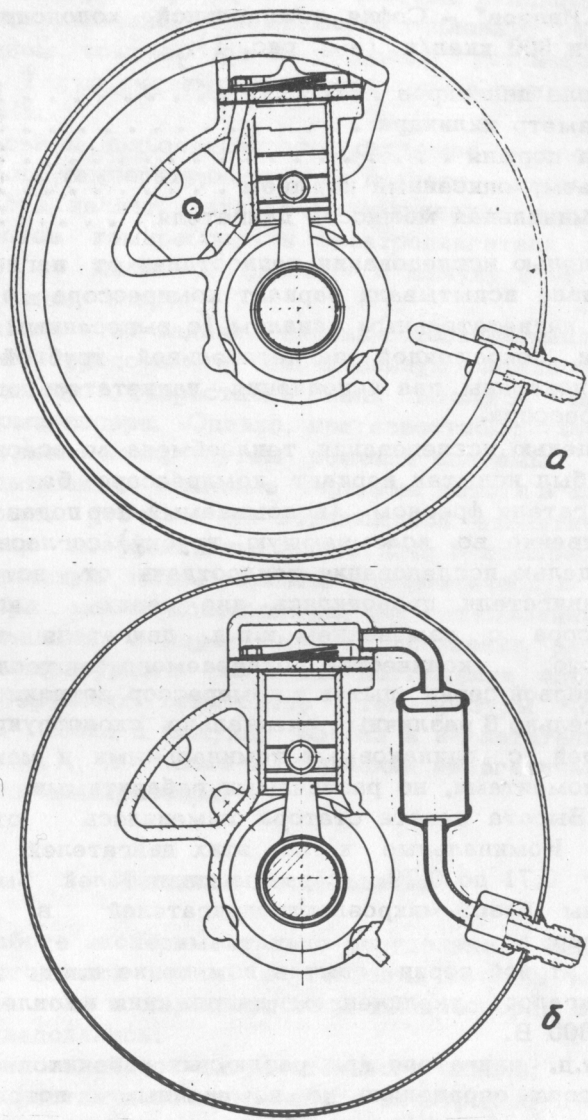


Рис. 2. Нагнетательный канал компрессора: а - в нормальном исполнении; б - сокращенный.

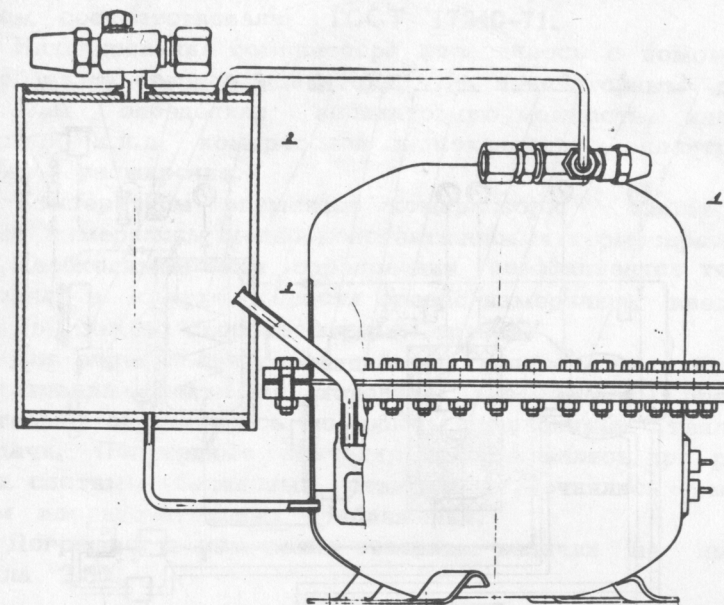


Рис. 3. Исполнение компрессора без охлаждения двигателя всасываемым паром:

1 - компрессор; 2 - дополнительная емкость; 3 - всасывающая трубка.

Влияние теплообмена с окружающей средой изучалось как при естественной конвекции воздуха у кожуха компрессора, так и с обдувом вентилятором.

Испытания проводились при температуре конденсации 55°C и температурах кипения от -25 до $+10^{\circ}\text{C}$, а также при номинальном среднетемпературном режиме.

Испытания компрессоров проводились на калориметрическом стенде с калориметром со вторичным холодильным агентом и водяным конденсатором, Схема стенда показана на рис. 4.

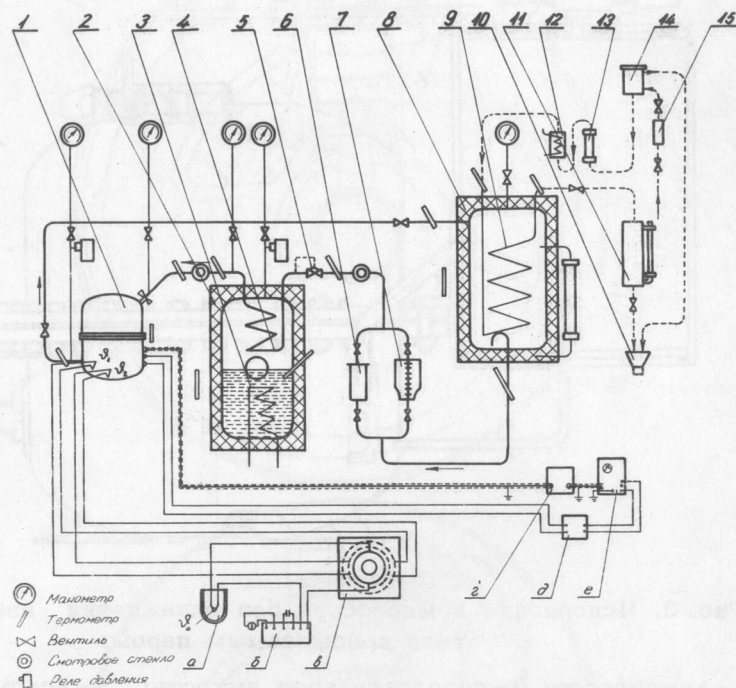


Рис. 4. Схема испытательного стенда:

1 - компрессор; 2 - калориметр; 3 - нагреватель калориметра; 4 - испаритель; 5 - регулирующий вентиль; 6 - фильтр-осушитель; 7 - прибор для определения концентрации масла; 8 - конденсатор; 9 - водяной змеевик; 10 - воронка; 11 - расходомер; 12 - нагреватель; 13 - ротаметр; 14 - напорный бачок; 15 - фильтр; а - сосуд Дюара; б - потенциометр; в - переключатель термопар; г - катодный повторитель; д - блок согласования; е - электронный осциллограф; t_0 - нулевая термопара; t_1, t_2 - термопары.

Методика тепловых испытаний компрессора в основном соответствовала ГОСТ 17240-71.

Индцирование компрессора проводилось с помощью пьезоэлектрического индикатора. По индикаторным диаграммам определяли индикаторную мощность, индикаторный к.п.д. компрессора и показатели политроп сжатия и расширения.

Температуры элементов компрессора, масла и фреона измерялись медно-константановыми термопарами.

Необходимые при определении коэффициентов теплоотдачи в кожухе скорости фреона измерялись введением в кожух скоростемерных трубок.

Для определения коэффициентов теплоотдачи была использована следующая методика: коэффициенты предварительно определялись по общим уравнениям теплопередачи. Полученные значения использовались при решении системы балансных уравнений и уточнялись методом последовательных приближений.

Погрешность измерения основных величин не превышала 2,5%.

Результаты исследования

С помощью электронно-вычислительной машины была определена структура температурного поля исследуемого герметичного компрессора (в трех конструктивных вариантах), при разных температурных условиях (36 режимов).

Было получено удовлетворительное совпадение вычисленных и измеренных температур. Средние отклонения оказались равны 2-3°C, максимальные 6-7°C (погрешность не больше 7%).

Сравнением вычисленных с измеренными температурами элементов компрессора, масла и фреона методом последовательных приближений уточнены коэффициенты теплоотдачи от встроенного электродвигателя и основных элементов компрессора к фреону и маслу.

В табл. 1 приведены определенные таким образом коэффициенты теплоотдачи в кожухе герметичного компрессора.

Таблица 1

Коэффициенты теплоотдачи в кожухе герметичного компрессора, ккал/(ч.м².°С)

От двигателя к фреону	60-120
От корпуса к фреону	10-30
От фреона к кожуху	20-50
От корпуса к маслу	100-250
От масла к кожуху	50-100
От поршня - вала к фреону . . .	300-500
От поршня - вала к маслу . . .	1500-2000

Меньшие значения относятся к давлению в кожухе, соответствующему температуре кипения -25°С, большие к +10°С (при температуре конденсации 55°С).

Опыты по уменьшению теплоотдачи от сжатого пара дали следующие результаты. (рис. 5).

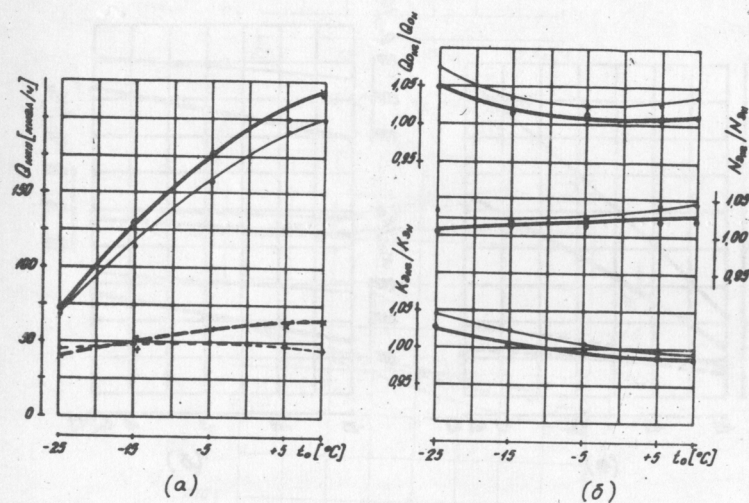
При сокращении нагнетательного канала компрессора (см.рис.26) количество тепла, отданного сжатыми парами, уменьшилось на 30-150 ккал/ч (в 2-3 раза). Вследствие этого температура пара на выходе из компрессора повысилась на 10-20°С. Температура всех элементов компрессора, а также масла и фреона во всасывающем тракте понизилась в среднем на 5-10°С при охлаждении компрессора вентилятором и на 8-16°С при естественной конвекции воздуха у кожуха. (Меньшие значения относятся к низким температурам кипения, большие к высоким).

В результате этих изменений температурного поля изменились и основные характеристики компрессора. Холодопроизводительность увеличилась в среднем на 3%. Удельная электрическая холодопроизводительность увеличилась при низких температурах кипения на 2-4%, а при высоких - несколько уменьшилась - на 1-2%.

Увеличение холодопроизводительности обусловлено в основном понижением температуры пара и соответственно уменьшением удельного объема во всасывающей полости. Изменения потребляемой мощности и удельной

холодопроизводительности обусловлены увеличением производительности и уменьшением работы сжатия (при более низкой температуре всасываемого пара), увеличением механических потерь (при более низкой температуре масла) и уменьшением электрических потерь (при более низкой температуре обмотки двигателя).

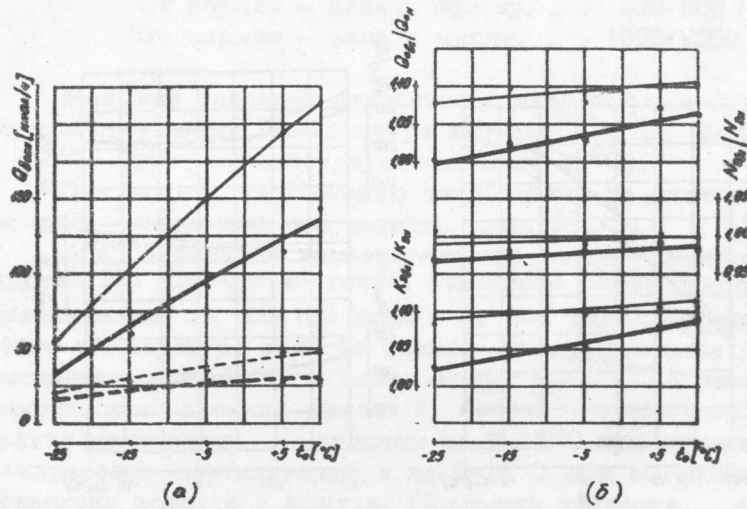
При подаче всасываемого пара непосредственно во всасывающую трубку компрессора (см. рис. 3) резко



Исполнение компрессора	Охлаждение кожуха	
	Вентилятором	естественной конвекцией
нормальное	—●—	—■—
с сокращенным нагнетат. каналом	- - -● - - -	- - -■ - - -

Рис. 5. Теплоотдача от нагнетательного канала (а) и относительное изменение основных характеристик компрессора (б) при сокращении нагнетательного канала.

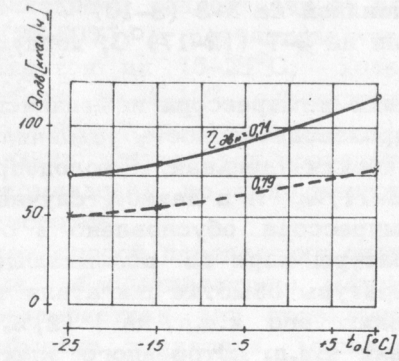
уменьшается подогрев всасываемого пара (рис. 6) Количество тепла, отдаваемого фреону во всасывающем канале, уменьшилось на 30-120 ккал/ч (в 2-3 раза). Температура пара во всасывающей полости понизилась в среднем на 20°C при обдуве компрессора вентилятором и почти на 40°C при естественной конвекции. Температура фреона во всем газовом тракте понизилась в среднем на 5-10°C (при естественной конвек-



Исполнение компрессора	Охлаждение паров	
	вентилятором	естественной конвекцией
нормальное	—●—	—○—
с дополнительными каналами для охлаждения фреона	—○—	—●—

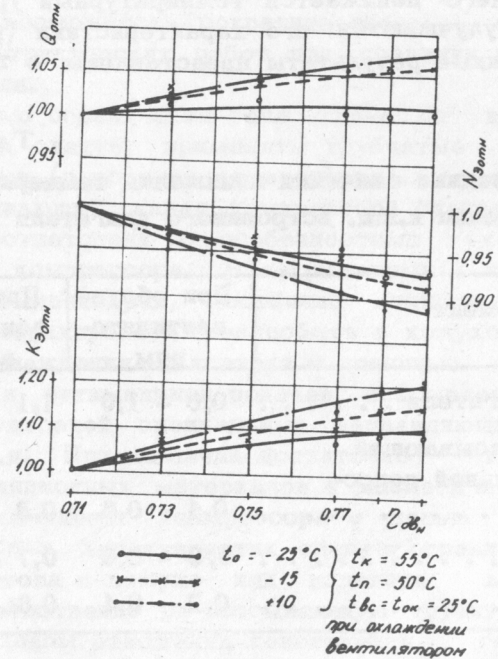
Рис. 6. Отвод тепла во всасывающем канале (а) и относительное изменение основных характеристик компрессора (б) в исполнении без охлаждения двигателя всасываемым фреоном.

(а)



$t_{\kappa} = 55^{\circ}\text{C}$ $t_{\text{вс}} = t_{\text{ок}} = 25^{\circ}\text{C}$

(б)



$t_0 = -25^{\circ}\text{C}$ $t_{\kappa} = 55^{\circ}\text{C}$
 -15 $t_{\text{п}} = 30^{\circ}\text{C}$
 $+10$ $t_{\text{вс}} = t_{\text{ок}} = 25^{\circ}\text{C}$
 при охлаждении вентилятором

Рис. 7. Теплоотдача от встроенного электродвигателя (а) и ее влияние на характеристики компрессора (б),

ции - на 8-15°C). При этом, однако, температура фреона в кожухе повысилась на 3-8 (8-10)°C, температура обмотки двигателя на 5-7 (12-17)°C, корпуса и кожуха на 3-4 (8-10)°C.

Характеристики компрессора изменились следующим образом: холодопроизводительность увеличилась на 0,5-5 (7-10)%, электрическая удельная холодопроизводительность на 2-8 (8-11)%. И в данном случае улучшение характеристик компрессора обусловлено в основном понижением температуры пара во всасывающей полости. Повышение температуры обмотки двигателя на 6 (15)°C привело к понижению его к.п.д. на 1 (2)%.

При повышении к.п.д. встроенного электродвигателя уменьшаются потери и отдаваемое им количество тепла, вследствие чего понижается температурный уровень компрессора и улучшаются его характеристики (рис. 7).

Полученные результаты представлены в табл. 2.

Таблица 2

Средние значения понижения температур при повышении к.п.д. встроенного двигателя на 1%, °C

Элемент	При обдуве вентилятором	При естественной конвекции
Обмотка двигателя	0,6 - 1,0	1,1 - 1,6
Фреон во всасывающей и нагнетательной полостях	0,4 - 0,6	0,8 - 1,2
Масло	0,3 - 0,5	0,7 - 1,2
Кожух	0,2 - 0,4	0,6 - 1,0

Увеличение холодопроизводительности компрессора составило 0,2-0,8%, а удельной холодопроизводительности - 1,2 - 2,5% на 1% повышения к.п.д. двигателя.

Обдув компрессора вентилятором со скоростью 7-8 м/с увеличивает теплоотдачу от кожуха на 30-200 ккал/ч (20-60%), в результате чего температурный уровень понижается на 15-25°C, холодопроизводительность возрастает на 4-10%, а электрическая удельная холодопроизводительность на 3-6%.

На основании результатов проведенных исследований даны рекомендации по совершенствованию герметичных компрессоров.

Предложен способ определения оптимального теплового режима, обеспечивающего максимальные энергетические характеристики без превышения лимитирующих температур обмотки двигателя, масла и фреона в нагнетательной полости с помощью электронновычислительной машины методом линейного программирования. Это дает возможность сократить объем экспериментально-конструкторских работ при создании новых типов компрессоров.

С целью ограничения теплоотдачи от нагнетательного канала следует применять трубчатые глушители вместо литых (в корпусе компрессора).

Всасывающий канал компрессора следует оформлять в соответствии с особенностями и областью применения компрессора. В напряженных в тепловом отношении компрессорах, особенно низкотемпературных, надо интенсифицировать теплообмен в кожухе с целью лучшего охлаждения двигателя с помощью крыльчаток на роторе и оптимальной подачи всасываемого пара в кожух, установкой специальных направляющих перегородок и т.д. При наличии достаточно теплостойких электроизоляционных материалов и масла и меньшей тепловой напряженности компрессора с целью улучшения энергетических характеристик следует ограничивать циркуляцию фреона в кожухе или подавать всасываемый пар непосредственно во всасывающую трубку.

В тепловом отношении конструкция герметичного компрессора с жесткой внутренней подвеской (с возможностью максимального сокращения как нагнетательного, так и всасывающего каналов, а также обжатия статора

электродвигателя кожухом) имеет значительные преимущества перед конструкцией с пружинной подвеской. Ей следует отдавать предпочтение в случаях, когда это допускают акустические требования.

На основании экспериментальных данных о влиянии теплоотдачи от встроенного двигателя на характеристики компрессора с помощью технико-экономического анализа возможно определение оптимального к.п.д. двигателя. Оптимальный к.п.д. двигателя исследованного компрессора должен быть порядка 0,78.

Результаты проведенных исследований используются при разработке новых рядов герметичных компрессоров в Институте холодильной техники - София.

Основные выводы и результаты работы

1. Тепловые процессы оказывают решающее влияние на основные характеристики и надежность герметичного компрессора.

Совокупность тепловых процессов в герметичном компрессоре может быть выражена системой балансных уравнений входящих и выходящих энергетических потоков элементов компрессора, масла и фреона в газовом тракте. При нестационарных процессах (в случае циклической работы компрессора) - уравнения линейные дифференциальные. Для решения такой системы уравнений целесообразно использовать аналоговую вычислительную машину.

При установленном тепловом режиме компрессора - уравнения линейные алгебраические, решаются на цифровой ЭВМ. Необходимые при решении системы уравнений коэффициенты теплоотдачи определяются по известным уравнениям теплопередачи и уточняются на основании опытных данных.

2. Тепловые процессы герметичного компрессора для торгового холодильного оборудования и кондиционеров (с внутренней пружинной подвеской, кривошипношатунным механизмом движения, вертикальным валом и

двигателем, расположенным над собственно компрессором) описываются системой из 15 балансных уравнений: встроенного электродвигателя, корпуса, цилиндра, глушителя, поршня-вала, всасывающей и нагнетательной полостей крышки цилиндра, нагнетательной трубки, кожуха, масла и фреона в кожухе, во всасывающей полости, в цилиндре, глушителе и нагнетательной трубке.

Определенное решением этой системы уравнений на ЭВМ температурное поле компрессора в трех конструктивных вариантах при 36 тепловых режимах совпадает с экспериментально измеренным с хорошей точностью. Средние отклонения $2-3^{\circ}\text{C}$, максимальные $6-7^{\circ}\text{C}$ (погрешность не больше 7%).

Сравнением вычисленных с измеренными температурами (методом постепенных приближений) уточнены коэффициенты теплоотдачи в кожухе герметичного компрессора.

3. Наиболее значительными в количественном отношении являются тепловые потоки от кожуха в окружающую среду, от масла и фреона к кожуху, от нагнетательного канала к маслу и от встроенного двигателя к фреону, эти потоки, в первую очередь, определяют температурное поле компрессора и оказывают влияние на его характеристики.

4. Результаты проведенных исследований дают основания для выбора рациональной формы всасывающего и нагнетательного компрессора и для определения оптимального к.п.д. встроенного электродвигателя.

Основные материалы диссертации докладывались на I национальной конференции по холодильной технике в г. Варна (1972 г.) и на III венгерской конференции по холоду в г. Егере (1972 г.), на заседаниях Ученого совета Института холодильной техники г. София и Всесоюзного научно-исследовательского института холодильной промышленности (ВНИХИ) г. Москва и изложены в следующих работах.

1. Виденов И.И., Якобсон В.Б. Влияние к.п.д. встроенного электродвигателя на характеристики герметичного компрессора. "Холодильная техника", 1973, № 1.

2. Виденов И.И., Пасков М.Г., Козаров С.В. Определяне температура на намотките на вградения электродвигател в херметични фреонови компресори. Доклад. Втора национална конференция. Варна (1972).

3. Виденов И.И. Изследване топлинните процеси в херметични фреонови компресори. Доклад. Трета национална конференция по хладилна техника (1973).

4. БДС 5635-70; 5724-70; 5774-72. Компресори херметични фреонови с малко студопроизводство. Основни параметри. Технически изисквания. Методи за изпитване.

5. БДС 5724-73. Компресори херметични фреонови.

6. I.Videnov. Bestimmung des optimalen Wirkungsgrades von Einbaumotoren für Hermetikkompressoren. Vortrag auf dem dritten Kongress für Kältemaschinenbau. Eger (1972).

Подписано в печать 20.XI.1974 г.

Заказ № 129, Тираж 150 экз.

ПМУ Опытного завода ВНИИ