

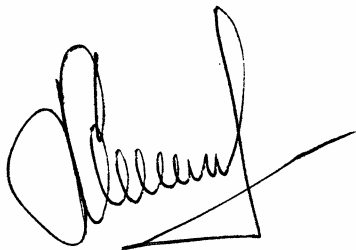
На правах рукописи

Минашкин Михаил Григорьевич

**УСОВЕРШЕНСТВОВАННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ГЕРМЕТИЧНОГО КОМПРЕССОРА С
ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ОГРАНИЧЕННОГО КОЛИЧЕСТВА ИСПЫТАНИЙ НА НОВОМ
ХЛАДАГЕНТЕ – ДИМЕТИЛОВОМ ЭФИРЕ.**

05.04.03 – машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения.

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



Москва, 2005

Диссертация выполнена в Московском Государственном Техническом Университете имени Н.Э. Баумана.

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Жердев А.А.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Пластилин П.И.

кандидат технических наук
Махонин В.Д.

Ведущая организация: ОАО «Российский институт торгового
машиностроения»

Защита диссертации состоится «01» июня 2005 года в 14.30 часов
на заседании Диссертационного совета Д212.141.16 при Московском Государственном
Техническом университете имени Н.Э.Баумана по адресу: 105005, Москва,
Лефортовская наб., д.1, корпус факультета «Энергомашиностроение».

Ваш отзыв на автореферат в одном экземпляре, заверенный печатью, просим
выслать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Автореферат разослан «25» апреля 2005

Ученый Секретарь
Диссертационного Совета Д212.141.16
кандидат технических наук, доцент



Общая характеристика работы.

Актуальность темы.

Венская конвенция об охране озонового слоя (1985 г.) и дополняющий ее Монреальский протокол о прекращении потребления веществ, разрушающих озоновый слой (1987 г.), Киотский протокол к «Рамочной конвенции ООН об изменении климата» о регулировании эмиссии парниковых газов (веществ, имеющих высокий потенциал глобального потепления – GWP), другие международные и национальные документы послужили мощным толчком к интенсивной разработке альтернативных озонобезопасных хладагентов (обладающих низким озоноразрушающим потенциалом – ODP), предназначенных для замены в первую очередь хладагента R-12, а впоследствии R-22 и R-134a.

Проведенный обзор литературы показал, что еще не найден хладагент, полностью удовлетворяющий всем требованиям экологии и одновременно отвечающий требованиям, предъявляемым к хладагенту по теплофизическим свойствам, необходимым для использования в холодильной технике.

Одним из перспективных направлений поиска явилось использование альтернативных, так называемых «природных» хладагентов, прежде всего углеводородов: пропана, н-бутана, изобутана, диметилового эфира и их смесей.

Углеводороды, как хладагенты, обладают рядом достоинств, прежде всего высокими термодинамическими свойствами, низкой себестоимостью, хорошей растворимостью в минеральных маслах, инертностью к большинству конструкционных материалов.

Если принять во внимание ГОСТ Р МЭК 66035-2-24-2001, разрешающий применение в России в бытовой холодильной технике углеводородов при массе заправки до 150 г, открываются перспективы широкого использования диметилового эфира (ДМЭ), исследование применения которого в качестве хладагента ведется в МГТУ им. Н.Э.Баумана более десяти лет.

Как правило, в малых парокомпрессионных холодильных машинах используются герметичные компрессоры, а в качестве дросселирующего устройства – капиллярная трубка.

Из проведенного обзора литературы следует, что большинство методик расчета характеристик малых холодильных герметичных компрессоров пригодны только для таких хладагентов, как R-12, R-22, R-502. До настоящего времени нет методики расчета, которая учитывала бы влияние внешних условий эксплуатации и особенности конструкции компрессора при использовании новых перспективных хладагентов.

Таким образом, в настоящее время актуальное значение приобретает проблема получения характеристик малых холодильных герметичных компрессоров расчетным путем при минимуме экспериментальных данных.

Цель работы: разработка и экспериментальное обоснование метода расчета характеристик малого холодильного герметичного компрессора с учетом особенностей его эксплуатации в составе холодильной машины на различных новых хладагентах с использованием ограниченного количества испытаний.

Достижение поставленной цели осуществлялось путем решения следующих основных задач:

1. Анализ существующих методов расчета характеристик холодильных герметичных компрессоров и влияния свойств хладагента.

2. Разработка математического описания процессов в холодильном герметичном компрессоре и создание метода расчета его характеристик с учетом особенностей его эксплуатации.

3. Создание экспериментального стенда и проведение испытаний герметичных компрессоров на R-12 и ДМЭ.

4. Анализ экспериментальных данных и сопоставление с расчетом характеристик холодильных герметичных компрессоров по предложенному методу.

Научная новизна.

1. Предложен и экспериментально подтвержден метод расчета характеристик холодильных герметичных компрессоров, учитывающий теплообменные процессы, проходящие под кожухом компрессора и с окружающей средой.

2. Впервые испытан компрессорно-конденсаторный агрегат ВН-315(2) на экологически безопасном хладагенте - ДМЭ.

3. Проведен сравнительный анализ энергетических характеристик холодильного герметичного компрессора для ДМЭ и R-12.

Практическая значимость.

1. Усовершенствованный метод расчета позволяет определить характеристики герметичного компрессора, использующего малоизученные хладагенты при минимальном объеме испытаний.

2. Определены области температур кипения, где ДМЭ и R-12 сопоставимы и области, где ДМЭ превосходит R-12 по объемной холодопроизводительности для исследованного типа машин.

3. Получены зависимости для расчета характеристик холодильного герметичного компрессора ВН-315(2) на R-12 и ДМЭ.

Апробация работы.

Основные положения диссертационной работы докладывались на Международной научно-технической конференции «Холодильные масла и маслофреоновые смеси» в Санкт-Петербургском государственном университете низкотемпературных и пищевых технологий, 2005г.

Объем работы.

Диссертационная работа состоит из введения, трех глав, выводов и приложений. Работа содержит 123 страницы машинописного текста, 8 таблиц и 19 рисунков, список литературы.

Публикации.

Опубликовано две статьи по теме диссертации в научных журналах.

Достоверность полученных данных обеспечивалась применением аттестованных измерительных средств и апробированных методик измерения, хорошей повторяемостью полученных результатов измерений параметров холодильной машины.

Во введении обоснована актуальность темы и сформулированы цель и задачи диссертационной работы.

В первой главе при анализе литературы рассмотрены основные методы определения характеристик холодильных герметичных компрессоров. Наиболее распространены два метода. В первом – холодильный герметичный компрессор рассматривается как устройство, предназначенное для сжатия газообразного вещества – хладагента. Несовершенство процесса сжатия при этом принято характеризовать двумя коэффициентами: коэффициентом подачи λ и коэффициентом полезного действия η_3 . Если известны значения коэффициентов подачи компрессора λ и коэффициента полезного действия η_3 , то при заданных параметрах хладагента на всасывании и степени сжатия могут быть определены все остальные характеристики компрессора. Второй способ заключается в определении энергетических показателей компрессора через его потребительские свойства: холодопроизводительность, потребляемую мощность, холодильный коэффициент и т.д. Эти характеристики определяются экспериментально по стандартным методикам.

После принятия Монреальского и Киотского протоколов появляется большое количество новых хладагентов, предназначенных для замены озоноразрушающих. В связи с этим для решения вопросов применимости агрегатов с герметичными

компрессорами, требуется проведение огромного объема экспериментов, так как существующие методики расчета не учитывают реальные условия эксплуатации холодильных герметичных компрессоров, а именно переменность режимов работы компрессора по температурам кипения, конденсации, всасывания в компрессор, температуре окружающей среды, температуре хладагента на всасывании в цилиндр, внешний и внутренний теплообмен.

Рассмотрено влияние физических свойств хладагентов на характеристики холодильных герметичных компрессоров. В настоящее время достаточно исследованы характеристики компрессоров, использующих хладагенты $R-12$, $R-22$ и $R-502$. Так, в работе Клименко Т.А. приведены результаты сравнительных испытаний компрессора ПГ-10 и проведен анализ влияния на величины коэффициентов λ и η_z таких свойств хладагента, как коэффициент адиабаты k , газовая постоянная R , удельная теплоемкость c_p , водяной эквивалент потока хладагента $W = c_p M_a$.

Для сравнительного анализа характеристик компрессоров, в настоящей работе приведены результаты пересчета энергетических характеристик холодильных герметичных компрессоров фирмы "L'Unite Hermetique" одинакового описанного объема $V_H = 3.18 \text{ м}^3/\text{час}$, работающих на хладагентах $R-12$, $R-22$, $R-502$. Полученные результаты согласуются с результатами работы Клименко Т.А. В то же время, значения коэффициента подачи для хладагента $R-12$ существенно отличаются от значений коэффициентов подачи для хладагентов $R-22$ и $R-502$, особенно при больших степенях сжатия.

Также следует обратить внимание, что в разработанных методах расчета значения коэффициента подачи λ и электрического к.п.д. η_z холодильных герметичных компрессоров относят к параметрам хладагента на входе в герметичный кожух компрессора, которые также во многих случаях фиксированы, в то время, как в реальных условиях эксплуатации они могут изменяться в широком диапазоне как по температуре, так и по давлению.

Проведенный анализ имеющихся литературных данных показывает, что физические свойства хладагента оказывают существенное влияние на характеристики холодильных герметичных компрессоров. Однако, имеющихся данных недостаточно для того, чтобы разработать надежную методику для пересчета характеристик холодильного герметичного компрессора при переходе на новые альтернативные хладагенты. Таким образом, вопрос влияния физических свойств хладагента на характеристики холодильного герметичного компрессора требует проведения дополнительных исследований.

В первой главе также представлен обзор литературы по свойствам диметилового эфира и возможности его использования в качестве холодильного агента. В последнее время имеется несколько работ, посвященных изучению свойств диметилового эфира. Как следует из результатов исследований авторов этих работ, диметиловый эфир, как холодильный агент, близок к $R-12$ по таким свойствам, как объемная холодопроизводительность q_v и температура кипения при нормальных условиях t_s . Не менее значительный вывод – применение ДМЭ в качестве холодильного агента не потребует изменения конструкции холодильной машины, хотя вопрос совместимости ДМЭ с конструкционными материалами изучен недостаточно.

На основе проведенного анализа литературы были сформулированы задачи исследования (см. стр.3).

Вторая глава посвящена моделированию характеристик малых холодильных герметичных компрессоров.

В основу метода расчета характеристик герметичного холодильного компрессора положена следующая физическая модель процесса сжатия хладагента

(рис.1): пары хладагента с температурой T_1 и давлением P_1 поступают под кожух компрессора, где изобарически смешиваются с находящимся там хладагентом и подогреваются до температуры T'_1 . Подогрев паров хладагента осуществляется за счет теплоты, отводимой от электродвигателя и части нагнетательного трубопровода, находящегося под кожухом компрессора. Далее пары хладагента с температурой T'_1 поступают в цилиндр компрессора, где адиабатически сжимаются до давления конденсации P_2 и температуры адиабатического сжатия T'_2 и поступают в нагнетательный трубопровод; в нагнетательном трубопроводе пары хладагента охлаждаются от температуры адиабатического сжатия T'_2 до температуры T_2 выхода из компрессора, отдавая часть теплоты сжатия парам хладагента на всасывании в цилиндр через стенки нагнетательного трубопровода под кожухом компрессора. В результате теплообмена под кожухом и с окружающей средой, под кожухом компрессора установится температура T'_1 , которая может быть определена из балансового уравнения:

$$Q_{OC} = Q_H + N_3(1 - \eta_3) - Q_{вс} \quad (1)$$

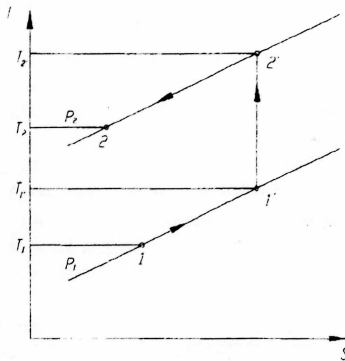


Рис. 1. Схематическое изображение процессов сжатия в герметичном холодильном компрессоре.

Для того, чтобы определить температуру T'_1 по приведенному выше уравнению, необходимо вычислить количество теплоты Q_{OC} , отводимой от компрессора в окружающую среду и количество теплоты Q_H , отводимой от нагнетательного трубопровода, находящегося под кожухом компрессора. При известных внешних условиях охлаждения компрессора (как правило, это обдув воздухом вентилятором конденсаторного узла компрессорно-конденсаторного агрегата) предполагаем, что количество теплоты Q_{OC} , отводимой от компрессора в окружающую среду, пропорционально разности температур между температурой T'_1 паров хладагента под кожухом компрессора (на входе в цилиндр компрессора) и температурой окружающей среды T_{OC} :

$$Q_{OC} = kF_{OC}(T'_1 - T_{OC}).$$

Также предполагаем, что количество теплоты Q_H , отводимой от нагнетательного трубопровода, находящегося под кожухом компрессора, пропорционально разности температур между температурой адиабатического сжатия T'_2 и температурой паров хладагента под кожухом компрессора T'_1 :

$$Q_H = kF_H(T'_2 - T'_1).$$

Теплота, подводимая к всасываемым парам хладагента, находящимся под кожухом компрессора, определится по формуле:

$$Q_{вс} = M_a(i'_1 - i_1).$$

Таким образом, для определения фактической температуры паров хладагента на входе в цилиндр компрессора по результатам испытаний должны быть определены два эмпирических коэффициента kF_{OC} и kF_H , которые наряду с «внутренними» (т.е. отнесенными к параметрам хладагента на входе в цилиндр компрессора) коэффициентом подачи компрессора λ и полезного действия η_3 , образуют полную систему эмпирических коэффициентов, необходимую и достаточную для определения всех внешних характеристик компрессора при переменных температурах паров на входе в компрессор и окружающей среды.

Получив в результате обработки данных испытаний зависимости эмпирических коэффициентов λ , η_3 , kF_{OC} , kF_H от степени сжатия компрессора σ , температуры хладагента на всасывании в цилиндр компрессора T'_1 , расхода хладагента M_o , последовательность расчета характеристик компрессора состоит в следующем. По заданной температуре кипения T_0 определяется давление всасывания компрессора P_1 , по температуре конденсации T_K определяется давление нагнетания компрессора P_2 , степень сжатия компрессора $\sigma = P_2/P_1$. Затем предварительно задается температура $(T'_1)_0$ хладагента на входе в цилиндр компрессора. По заданным степени сжатия компрессора σ и температуре хладагента на всасывании в цилиндр компрессора $(T'_1)_0$ определяются коэффициент подачи λ и к.п.д. компрессора η_3 , которые определены в результате обработки результатов испытаний с использованием методики, описанной ниже. Определяется также расход хладагента через компрессор M_o и потребляемая электрическая мощность N_3 . Затем, подставляем полученные зависимости для Q_{OC} , Q_H и Q_{BC} в выражение (1):

$$kF_{OC}(T'_1 - T_{OC}) = kF_H(T'_2 - T'_1) + N_3(1 - \eta_3) - M_o(i'_1 - i_1).$$

Отсюда определяем следующее приближение температуры $(T'_1)_1$ хладагента на всасывании в цилиндр компрессора. Если полученное значение этой температуры не совпадает с предварительно заданным значением $(T'_1)_0$, то по вновь полученному значению температуры $(T'_1)_1$, корректируются значения λ , η_3 , kF_{OC} , kF_H , и расчет повторяется вновь в той же последовательности до тех пор, пока значение температуры T'_1 определится с заданной степенью точности. Для подтверждения полученного значения температуры T'_1 , эта температура была проверена экспериментально в результате испытаний (см. главу 3).

Далее последовательно определяются остальные характеристики: холодопроизводительность Q_0 , нагрузка на конденсатор Q_K , холодильный коэффициент ε и т.д.

Термодинамические свойства хладагента R-12 определялись с использованием вириального уравнения состояния Боголюбова-Майера, а для диметилового эфира с использованием уравнения Редлиха-Квонга в модификации Соаве, согласно методу, предложенному Жердевым А.А.

Для получения эмпирических зависимостей для коэффициентов λ , η_3 , kF_{OC} , kF_H необходимо для каждого режима испытаний определить расход хладагента M_{oj} , коэффициент подачи λ_j , степень сжатия σ_j , электрический к.п.д. компрессора η_{3j} :

$$kF_{OC} = \frac{Q_{oj} + N_{3j} - Q_{Kj}}{T'_{1j} - T_{OCj}};$$

$$kF_H = \frac{M_{oj}(i'_{2j} - i_{2j})}{T'_{2j} - T'_{1j}};$$

$$\lambda = \lambda_{00} + \lambda_{01}\tau'_1 + (\lambda_{10} + \lambda_{11}\tau'_1)\sigma + (\lambda_{20} + \lambda_{21}\tau'_1)\sigma^2;$$

$$\eta_{\Sigma} = \eta_{00} + \eta_{01}\tau'_1 + (\eta_{10} + \eta_{11}\tau'_1)\sigma + (\eta_{20} + \eta_{21}\tau'_1)\sigma^2.$$

Искомые коэффициенты λ_{ij} , η_{ij} определяются по методу наименьших квадратов из условия обеспечения минимального значения среднеквадратичных отклонений:

$$I_{\lambda}^2 = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m (\lambda_{jp} - \lambda_j)^2 \text{ и } I_{\eta}^2 = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m (\eta_{jp} - \eta_j)^2.$$

Необходимым условием минимума I_{λ} , I_{η} является равенство нулю частных производных по искомым коэффициентам λ_{ij} , η_{ij} :

$$\frac{\partial I_{\lambda}}{\partial \lambda_{ij}} = 0 \text{ и } \frac{\partial I_{\eta}}{\partial \eta_{ij}} = 0, \text{ где } i=0,1,2; j=0,1. \quad (2)$$

Коэффициенты kF_{OC} и kF_H аппроксимируем линейными функциями расхода хладагента M_a :

$$kF_{OC} = a_1 + b_1 M_a;$$

$$kF_H = a_2 + b_2 M_a,$$

где коэффициенты a_1 , b_1 , a_2 , b_2 определяем по методу наименьших квадратов из условия минимальных значений среднеквадратичных отклонений

$$I_{OC} = \left\{ \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m (a_1 + b_1 M_{aj} - kF_{OCj})^2 \right\}^{1/2} \text{ и } I_H = \left\{ \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m (a_2 + b_2 M_{aj} - kF_{Hj})^2 \right\}^{1/2}.$$

Необходимым условием минимума I_{OC} , I_H является равенство нулю частных производных

$$\begin{cases} \frac{\partial I_{OC}}{\partial a_1} = 0 \\ \frac{\partial I_{OC}}{\partial b_1} = 0 \end{cases} \text{ и } \begin{cases} \frac{\partial I_H}{\partial a_2} = 0 \\ \frac{\partial I_H}{\partial b_2} = 0 \end{cases}. \quad (3)$$

Третья глава посвящена экспериментальному исследованию характеристик герметичного холодильного компрессора. Для проведения экспериментов был создан стенд, принципиальная схема которого приведена на рисунке 2.

Функционально экспериментальный стенд представляет собой однокаскадную пароконденсационную холодильную машину, в которой роль тепловой нагрузки выполняет электрический калориметр. Экспериментальный стенд оборудован вакуумным постом, обеспечивающим остаточное давление в теплоизоляционных полостях $1 \times 10^{-3} \dots 1 \times 10^{-4}$ мм рт. ст. и контрольно-измерительным комплексом. Перечень контролируемых параметров приведен в таблице 1.

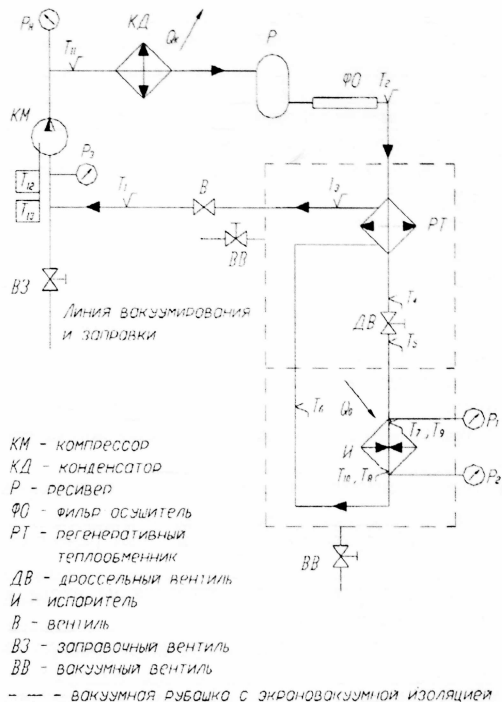


Рис. 2. Принципиальная схема calorиметрического стенда

В качестве объекта испытаний был выбран герметичный холодильный компрессор компрессорно-конденсаторного агрегата ВН-315(2).

Для сравнения результатов испытаний с расчетными значениями, проводилось измерение температуры хладагента под кожухом компрессора. Для этого в кожух компрессора впаяны две гильзы, в которых были опущены две термомпары.

Методика проведения испытаний заключалась в следующем.

Для исключения из расчетов при обработке результатов испытаний систематической погрешности – теплопритоков к испарителю из окружающей среды, на первом этапе были определены теплопритоки к испарителю – электрическому калориметру. Определена зависимость теплопритоков из окружающей среды к калориметру:

$$Q_T = -0,23 \left[\frac{T_7 + T_8 + T_9 + T_{10}}{4} - T_{oc} \right].$$

Таблица 1.

№ поз.	Наименование контролируемого параметра	Условное обозначение
1	2	3
1	Давление хладагента на всасывании в компрессор	P_3
2	Давление хладагента на нагнетании компрессора	P_H
3	Давление хладагента на входе в электрический калориметр	P_1
4	Давление хладагента на выходе из электрического калориметра	P_2
5	Температура хладагента на всасывании в компрессор	T_1
6	Температура хладагента на выходе из компрессора	T_{11}
7	Температура хладагента на выходе из компрессорно-конденсаторного агрегата	T_2
8	Температура хладагента на выходе из регенеративного теплообменника	T_4
9	Температура хладагента на выходе из дросселирующего вентиля	T_5
10	Температура хладагента на входе в электрический калориметр	T_7, T_9
11	Температура хладагента на выходе из электрического калориметра	T_8, T_{10}
12	Температура хладагента низкого давления на входе в регенеративный теплообменник	T_6
13	Температура хладагента низкого давления на выходе из регенеративного теплообменника	T_3
14	Температура хладагента под кожухом компрессора $T'_1 = (T_{12} + T_{13})/2$	T_{12}, T_{13}
15	Ток, потребляемый компрессорно-конденсаторным агрегатом	I_A, I_B, I_C
16	Напряжение питания компрессорно-конденсаторного агрегата	U_A, U_B, U_C
17	Мощность, потребляемая компрессорно-конденсаторным агрегатом	W_A, W_B, W_C
18	Ток, потребляемый электрическим калориметром, постоянный	I_K
19	Напряжение питания электрического калориметра	U_K
20	Температура окружающей среды	T_{OC}

Испытания проводились в следующей последовательности. После пуска агрегата устанавливалось давление на всасывании в компрессор и на установившемся режиме проводилось измерение параметров.

Обработка результатов испытаний проводилась по методике, аналогичной изложенной в главе 2.

Расход хладагента определялся по формуле:

$$M_a = \frac{Q_0}{i_6 - i'_4}, \text{ где}$$

i_6 - энтальпия хладагента на выходе из испарителя,

i'_4 - энтальпия на входе в дросселирующий вентиль.

Холодопроизводительность холодильной машины определялась как сумма мощности $N_K = I_K U_K$, потребляемой калориметром и теплопритоков Q_T к испарителю – электрическому калориметру:

$$Q_0 = N_K + Q_T.$$

Удельная холодопроизводительность цикла определялась по следующей зависимости:

$q_0 = i_6 - i'_4$, где энтальпия i_6 определялась по давлению P_2 на выходе из испарителя и температуре T_6 хладагента обратного потока на входе в регенеративный теплообменник. Значение энтальпии i'_4 на входе в дроссельный вентиль определялось по состоянию насыщения при температуре, фиксируемой термометром сопротивления T_4 , который установлен на выходе из регенеративного теплообменника.

Для определения мощности, потребляемой компрессором, использовалась следующая зависимость:

$$N_{\Sigma} = N_A + N_B + N_C - N_{ВЕНТ}, \text{ где}$$

N_A, N_B, N_C - мощность, потребляемая компрессорно-конденсаторным агрегатом по каждой фазе,

$N_{ВЕНТ}$ - мощность, потребляемая вентилятором конденсатора.

Проведена оценка погрешности измерений. Проведенный анализ по всем измеряемым параметрам показал, что максимальные относительные погрешности измеряемых величин не превышают 5-6%.

Проведены испытания и анализ результатов испытаний компрессора на хладагенте R-12 по методике, описанной выше. После обработки результатов испытаний на R-12 получены следующие зависимости:

$$\lambda_{R12} = -11.77 + 14.31\tau'_1 + \sigma(2.07 - 2.42\tau')$$

$$\eta_{\Sigma R12} = -2.79 + 3.57\tau'_1 + \sigma(0.41 - 0.47\tau').$$

При этом среднеквадратичная погрешность аппроксимации соответственно составила:

$$\delta(\lambda_{R12}) = 5.63\% \text{ и } \delta(\eta_{\Sigma R12}) = 2.64\%.$$

Сопоставление экспериментальных и рассчитанных с помощью аппроксимирующих зависимостей значений коэффициента подачи λ и электрического КПД компрессора η_{Σ} представлено в таблице 2.

Таблица 2.

№ режима	λ_{Σ}	λ_p	$\delta(\lambda), \%$	$\eta_{\Sigma\lambda}$	$\eta_{\Sigma p}$	$\delta(\eta_{\Sigma}), \%$
1	0,44	0,437	0,61	0,323	0,316	3,1
2	0,424	0,461	-8,86	0,3	0,309	-3,06
3	0,43	0,482	-12,16	0,306	0,324	-5,9
4	0,443	0,455	-2,69	0,317	0,319	-0,63
5	0,442	0,455	-2,88	0,316	0,319	-0,84
6	0,446	0,441	1,15	0,301	0,309	-2,68
7	0,466	0,413	11,37	0,314	0,313	0,36
8	0,489	0,486	0,62	0,323	0,321	0,47
9	0,521	0,505	2,97	0,336	0,33	1,9
10	0,512	0,501	2,08	0,317	0,315	0,77
11	0,536	0,518	3,4	0,337	0,322	4,53
12	0,511	0,495	3,04	0,318	0,313	1,68
13	0,423	0,432	-2,19	0,308	0,310	-0,74

Для коэффициентов kF_{OC} и kF_H были получены следующие зависимости:

$$(kF_{OC})_{R12} = 4.39 + 315.7 M_a;$$

$$(kF_H)_{R12} = 0.384 + 356.5 M_a.$$

При этом среднеквадратичные погрешности аппроксимации составили:

$$\delta((kF_{OC})_{R12}) = 6.88\% \text{ и } \delta((kF_H)_{R12}) = 3.66\%.$$

Сопоставление экспериментальных и полученных в результате расчета параметров приведены в таблице 3.

Среднеквадратичные погрешности сопоставления экспериментальных и рассчитанных M_a , N_3 , T'_1 , T_{11} с помощью эмпирических зависимостей для λ_{R12} , η_{R12} ,

$(kF_{OC})_{R12}$, $(kF_H)_{R12}$ соответственно составили:

$$\delta(M_a) = 5.59\%;$$

$$\delta(N_3) = 4.27\%;$$

$$\delta(T'_1) = 4.98\%;$$

$$\delta(T_{11}) = 2.75\%.$$

Таблица 3.

№ рег.	T_1/T'_1	N_{33}	N_{3P}	$\delta(N_3)$	T'_{13}	T'_{1P}	$\delta(T'_1)$	T_{113}	T_{11P}	$\delta(T_{11})$
	-	Bm	Bm	%	K	K	%	K	K	%
1	0,892	210	220,68	-5,09	335,51	333,25	5,53	341,68	340,63	2,22
2	0,908	255	264,05	-3,55	333,53	338,51	-13,4	349,42	352,31	-5,44
3	0,895	260	275,24	-5,86	339,57	339,57	0	352,47	354,53	-3,7
4	0,894	240	246,23	-2,6	338,43	337,68	1,82	349,89	349,44	0,85
5	0,894	240	246,24	-2,6	338,47	337,74	1,76	349,89	349,52	0,71
6	0,905	222,5	205,97	7,43	330,99	333,14	-6,06	337,46	337,08	0,9
7	0,895	237,5	217	8,63	336,66	335,0	4,11	344,02	341,46	5,36
8	0,896	280	280,02	-0,01	338,36	337,42	2,09	351,06	352,41	-2,34
9	0,893	302,5	299,43	1,01	341,05	339,09	4,15	354,11	355,68	-2,61
10	0,902	312,5	308,97	1,13	335,65	336,26	-1,36	352,93	352,74	0,3
11	0,903	330	334,65	-1,41	337,67	338,32	-1,35	357,16	356,36	1,19
12	0,905	315	311,63	1,07	335,07	336,3	-2,73	353,4	352,96	0,69
13	0,894	200	207,94	-3,97	333,75	332,02	4,4	337,69	336,75	2,19

Таким образом, сопоставление экспериментальных и расчетных значений параметров работы герметичного холодильного компрессора ВН-315(2) на хладоне R-12 в целом подтверждают применимость изложенной в гл.2 методики расчета характеристик герметичных холодильных компрессоров при переменных условиях эксплуатации. Характеристики рассчитаны с помощью изложенной выше методики и будут использованы в дальнейшем для сравнения этих характеристик с характеристиками компрессора при работе на диметиловом эфире.

Проведены испытания и анализ результатов испытаний компрессора на ДМЭ. Испытания проводились по методике, изложенной выше. После обработки испытаний на ДМЭ получены следующие зависимости:

$$\lambda_{DMЭ} = -6.565 + 9.159\tau'_1 + \sigma(1.465 - 1.897\tau'_1);$$

$$\eta_{DMЭ} = -6.542 + 8.654\tau'_1 + \sigma(1.345 - 1.701\tau'_1).$$

При этом среднеквадратичная погрешность аппроксимации соответственно составила:

$$\delta(\lambda_{DMЭ}) = 5.82\% \text{ и } \delta(\eta_{DMЭ}) = 5.71\%.$$

Сопоставление экспериментальных и рассчитанных зависимостей значений коэффициента подачи и электрического КПД компрессора η_3 представлено в таблице 4.

Таблица 4.

№ режима	λ_3	λ_p	$\delta(\lambda), \%$	η_{33}	η_{3p}	$\delta(\eta_3), \%$
1	0,293	0,265	9,33	0,202	0,187	7,25
2	0,288	0,309	-7,14	0,193	0,204	-6,12
3	0,321	0,342	-6,62	0,206	0,223	-8,04
4	0,44	0,416	5,57	0,274	0,267	2,55
5	0,451	0,426	5,55	0,293	0,273	6,97
6	0,452	0,442	2,21	0,289	0,282	2,55
7	0,448	0,457	-1,88	0,286	0,291	-1,76
8	0,441	0,472	-6,9	0,281	0,301	-7,2
9	0,498	0,465	6,71	0,324	0,299	7,75
10	0,389	0,414	-6,47	0,253	0,268	-5,79
11	0,486	0,466	4,2	0,316	0,301	4,7
12	0,479	0,487	-1,6	0,314	0,316	-0,89
13	0,467	0,495	-5,83	0,306	0,324	-5,99

Для коэффициентов kF_{oc} и kF_H были получены следующие зависимости:

$$(kF_{oc})_{дмз} = 4.961 + 1001.9 M_a;$$

$$(kF_H)_{дмз} = 0.203 + 1062.2 M_a.$$

Среднеквадратичные погрешности аппроксимации соответственно составили:

$$\delta((kF_{oc})_{дмз}) = 3.31\% \quad \text{и} \quad \delta((kF_H)_{дмз}) = 3.13\%.$$

Сопоставление экспериментальных и полученных в результате расчета параметров приведено в таблице 5.

Таблица 5.

№ реж.	T_I/T'_I	N_{33}	N_{3p}	$\delta(N_3)$	T'_{I3}	T'_{Ip}	$\delta(T'_I)$	T_{II3}	T_{IIp}	$\delta(T_{II})$
	-	<i>Bm</i>	<i>Bm</i>	%	<i>K</i>	<i>K</i>	%	<i>K</i>	<i>K</i>	%
1	0,895	200	191,4	4,3	331,49	328,73	7,44	335,11	327,45	18,84
2	0,891	222,5	222,7	-0,1	334,26	333,74	2,11	340,04	338,06	4,43
3	0,892	245	240,8	1,71	334,97	335,19	-0,53	343,79	343,91	-0,24
4	0,895	285	274,79	3,58	334,47	333,48	2,33	347,07	348,54	-2,66
5	0,896	290	292,95	-1,02	335,48	335,33	0,35	350,82	351,75	-1,58
6	0,899	287,5	286,97	0,18	333,19	332,96	0,53	347,78	349,21	-2,5
7	0,899	307,5	306,53	0,32	335,07	334,59	1,07	351,53	352,14	-1,0
8	0,900	325	322,83	0,67	336,67	335,93	1,63	354,58	354,43	0,24
9	0,899	337,5	340,31	-0,83	339,59	338,28	2,7	358,33	357,65	1,01
10	0,900	247,5	247,9	-0,17	330,23	331,23	-2,62	341,91	343,97	-4,16
11	0,902	360	357,68	0,64	342,18	344,22	-4,42	363,72	364,69	-1,43
12	0,902	370	369,12	0,24	343,43	344,36	-1,96	365,83	365,37	0,66
13	0,900	385	382,07	0,76	345,63	345,48	0,3	367,47	367,04	0,6

Среднеквадратичные погрешности сопоставления экспериментальных и рассчитанных с помощью эмпирических зависимостей для $\lambda_{дмз}$, $\eta_{дмз}$, $(kF_{oc})_{дмз}$,

$(kF_H)_{дмз}$ для M_a , N_3 , T'_I , T_{II} соответственно составили:

$$\delta(M_a) = 5.32\%;$$

$$\delta(N_3) = 1.7\%;$$

$$\delta(T'_I) = 2.87\%;$$

$$\delta(T_{II}) = 5.64\%.$$

На рисунке 3 представлено сопоставление коэффициентов $(kF_{oc})_{R-12}$ и $(kF_{oc})_{дмз}$, $(kF_H)_{R-12}$ и $(kF_H)_{дмз}$, в качестве независимой переменной принято произведение $c_p M_a$.

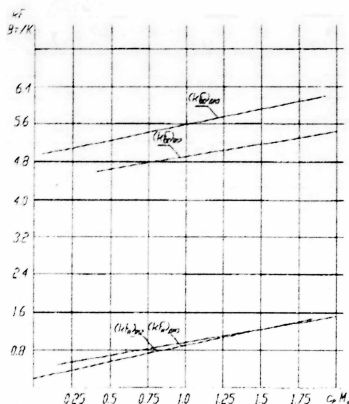


Рис. 3. Сопоставление полученных зависимостей коэффициентов η_{T_1} и $\eta_{T_1'}$ для R-12 и ДМЭ

Из анализа экспериментальных данных видно, что отношение температуры на всасывании в компрессор T_1 к температуре хладагента под кожухом компрессора T_1' - величина практически постоянная и не зависит от режима работы: для R-12 $T_1/T_1' = 0.892...0.908$, для ДМЭ $T_1/T_1' = 0.891...0.902$. В связи с вышесказанным методика расчета характеристик холодильного герметичного компрессора может быть упрощена.

В целом же проведенное сопоставление результатов испытаний и расчета показывает, что предложенная методика с достаточной для инженерной практики точностью обеспечивает расчет характеристик герметичного холодильного компрессора при работе на диметиловом эфире и хладагенте R-12 и может быть применена при использовании других хладагентов.

На рис. 4 представлены рассчитанные с помощью изложенной выше методики зависимости холодильного коэффициента ε от температуры кипения t_0 для хладагента R-12 и ДМЭ при $t_K = +35^\circ\text{C}$, $t_{OC} = +20^\circ\text{C}$.

Анализ графиков показывает, что при температурах кипения $t_0 > -12.5^\circ\text{C}$, холодильный коэффициент диметилового эфира выше, чем холодильный коэффициент для хладагента R-12. В диапазоне температур кипения $t_0 = -15^\circ\text{C}...-10^\circ\text{C}$, что характерно для среднетемпературных герметичных холодильных компрессоров, по своей эффективности хладагенты R-12 и диметиловый эфир сопоставимы. Для высокотемпературных герметичных холодильных компрессоров диметиловый эфир превосходит по эффективности и по объемной холодопроизводительности хладагент R-12.

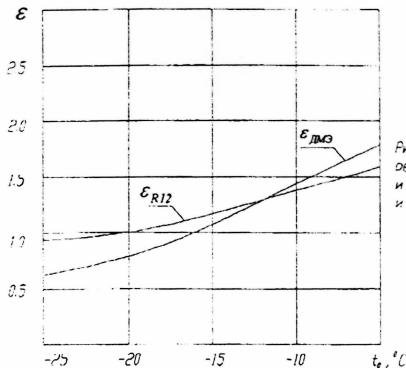


Рис. 4. Сопоставление холодильного коэффициента реверсивного цикла для компрессора на ДМЭ и R-12 при температуре конденсации $t_k = +35^\circ\text{C}$ и температуре окружающей среды $t_a = +20^\circ\text{C}$.

Выводы.

1. Разработан и обоснован метод расчета характеристик холодильного герметичного компрессора на новых хладагентах с ограниченным объемом испытаний, основанный на введении наряду с коэффициентами подачи и электрического к.п.д. компрессоров двух коэффициентов, учитывающих теплообмен хладагента под кожухом компрессора с окружающей средой и нагнетательным трубопроводом; показано, что эти коэффициенты являются линейными функциями расхода.

2. Проведено экспериментальное исследование характеристик холодильного герметичного компрессора ВН 315(2) на хладагентах R-12 и диметиловом эфире; получены эмпирические зависимости для расчета характеристик герметичного компрессора со среднеквадратичной погрешностью аппроксимации экспериментальных данных:

$$\delta(\lambda) = 5.63...5.82\%;$$

$$\delta(\eta_2) = 2.64...5.71\%;$$

$$\delta(kF_{OC}) = 3.31...6.88\%;$$

$$\delta(kF_H) = 3.13...3.66\%.$$

3. Сравнительный анализ энергетических характеристик холодильного герметичного компрессора при работе на хладагенте R-12 и диметиловом эфире показывает, что в диапазоне температур кипения $-15^\circ\text{C}...-10^\circ\text{C}$ эти хладагенты сопоставимы; для более высоких температур кипения диметиловый эфир превосходит хладагент R-12 по эффективности и объемной холодопроизводительности.

4. По результатам анализа экспериментальных данных установлено, что отношение температуры на всасывании в компрессор T_1 к температуре хладагента под кожухом компрессора T'_1 - величина, практически не зависящая от режима работы: для R-12 $\frac{T_1}{T'_1} = 0.892...0.908$, для ДМЭ $\frac{T_1}{T'_1} = 0.891...0.902$, в связи с чем методика расчета характеристик холодильного герметичного компрессора упрощается.

Литература:

1. «Расчет характеристик холодильных герметичных компрессоров», Вестник МГТУ, 2005 г., Специальный выпуск "Холодильная, криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения".

2. «Моделирование характеристик малых холодильных машин», Вестник МГТУ, 2005 г., Специальный выпуск "Холодильная, криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения".

Подписано к печати **20.04.05** Зак. **119** Объем 1.0 п.л. Тир. 100
Типография МГТУ им. Н.Э.Баумана