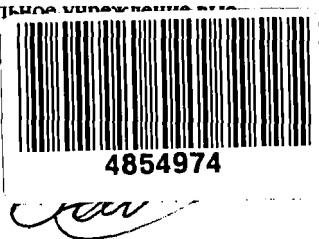


Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Московский государственный университет инженерной экологии» (МГУИЭ)



Поляков Павел Сергеевич

**МЕТОД ФОРМИРОВАНИЯ СТРУКТУРЫ,
ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПРОЕКТНЫХ
ПАРАМЕТРОВ И АНАЛИЗА ЭФФЕКТИВНОСТИ
ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ СИСТЕМ**

Специальность 05.04.03 — Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации

на соискание ученой степени
кандидата технических наук

29 СЕН 2011

Москва — 2011

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Московском государственном университете инженерной экологии» (МГУИЭ)

Научный руководитель:

Заслуженный деятель науки Российской Федерации
доктор технических наук, профессор **КАЛНИНЬ Игорь Мартынович**

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Бабакин Борис Сергеевич
доктор технических наук, профессор Жердев Анатолий Анатольевич

Ведущая организация: ГНУ ВНИХИ Россельхозакадемии

Защита состоится « 20 » октября 2011 года в 16⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д.212.145.01 в Московском Государственном Университете инженерной экологии, 105066, г. Москва, ул. Старая Басманная, 21/4, аудитория имени Л.А. Костандова (Л-207)

С текстом диссертации можно ознакомиться в библиотеке МГУИЭ

Автореферат разослан « » сентября 2011 года.

**Ученый секретарь
диссертационного совета,
кандидат технических наук,
доцент**



Трифонов С.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. В мире производится и потребляется большое количество холодильных машин, отличающихся типом, назначением, составом оборудования и условиями эксплуатации.

Парк действующих холодильных машин в России насчитывает более 70 млн. единиц, которые потребляют примерно 15 % вырабатываемой в стране электроэнергии. Наибольшее распространение получили парокompрессионные холодильные системы. Ежегодно в России вводится в эксплуатацию около 6 миллионов холодильных машин разного назначения холодильной мощностью от долей до десятков тысяч киловатт, а также кондиционеров и бытовых холодильников.

Обеспечение конкурентоспособности постоянно требует повышения энергетической, эксплуатационной и экономической эффективности холодильных систем. Ключевое место в этом занимает совершенствование методов проектирования холодильных систем, представляющих сложный многоуровневый комплекс взаимодействующих между собой элементов.

Повышение эффективности разрабатываемых холодильных систем требует всестороннего обособования выбора рабочих веществ, термодинамических циклов, принципиальных схем, типов базового оборудования, значений множества независимых параметров.

Традиционные методы проектирования трудоемки и малоинформативны. С учетом многообразия проектируемых холодильных систем и множества возможных технических решений для выполнения поставленного требования необходима реализация адекватных математических моделей, носящих универсальный характер, позволяющих выполнять многовариантные расчеты, проводить численное исследование и оценку эффективности альтернативных холодильных систем по заданным целевым функциям (энергетической, экономической и др.).

При подтверждении адекватности модели по ограниченному числу экспериментальных точек численный эксперимент может кардинально сократить объем испытаний создаваемых холодильных машин.

Известные программы расчета и подбора оборудования холодильных машин указанные выше задачи решают не в полной мере. Их область применения строго ограничена конкретными видами принципиальных схем, набором холодильных агентов, конкретным базовым оборудованием. Не проводится расчет характеристик систем в диапазоне рабочих температур.

В связи с изложенным, в настоящей работе предложен обобщенный (универсальный) метод проектирования холодильных систем с целью повышения их эффективности.

Цель работы Совершенствование метода проектирования холодильных систем с целью повышения их эффективности

Задачи работы

1. На основании системного подхода разработать иерархию холодильных систем и их элементов для рационального построения математических моделей, описывающих их характеристики и повышения обоснованности выбора рабочих параметров.

2. Определить множество независимых переменных и управляющих воздействий, и распределить их по уровням систем согласно разработанной иерархии.

3. Математически описать формирование облика и определения характеристик систем каждого уровня, позволяющее охватить различное их схемное решение, применение любого холодильного агента, включая смеси, а также всех актуальных типов компрессоров и теплообменных аппаратов.

4. Описать характеристики элементов холодильных систем (компрессоров, теплообменных аппаратов и др.) с использованием универсальных математических подходов.

5. Провести экспериментальное исследование холодильной системы и получить ее внешние характеристики с целью верификации расчетной модели.

6. Провести анализ экспериментальных характеристик созданных и испытанных холодильных систем.

7. Провести численный эксперимент с получением характеристик вариантов холодильных систем и оценить достоверность результатов расчета.

8. Разработать рекомендации по рациональному применению универсального метода расчета для повышения эффективности создаваемых холодильных систем.

Научная новизна работы

1. Разработана иерархическая трехуровневая структура холодильных систем, позволяющая обеспечить инвариантность выбора параметров для каждого уровня в отдельности и установить взаимовлияние параметров различных уровней.

2. Разработано обобщенное описание характеристик компрессоров объемного действия с использованием нейронной сети на основе предложенного набора характеристических параметров для обработки имеющихся массивов опубликованных данных.

3. Установлены определяющие параметры теплообменных аппаратов в рамках проектного расчета системы, достаточные для расчета характеристик систем и последующего конструирования аппаратов.

4. Разработаны методы проектного расчета теплообменных аппаратов с выбором определяющих параметров в спецификационном режиме системы, а также их поверочного расчета в процессе определения характеристик холодильной системы во всем диапазоне изменения режимных параметров

5. Предложены структура и алгоритм использования функции влияния для оценки воздействия изменения исходных условий на результирующие характеристики, в том числе допустимости гидросопротивлений потоков и сходимости в итерационных расчетах.

Практическая значимость работы

Разработан комплекс программ расчета холодильных систем, пригодный для автоматизированного проектирования. Программы использованы в работах ОАО «ВНИИХОЛОДМАШ – ХОЛДИНГ».

Методика расчета термодинамических циклов на различных рабочих веществах используется в учебном процессе кафедры ХКТ МГУИЭ в виде методического пособия к выполнению курсовой работы.

Разработаны рекомендации по практическому применению универсального метода для решения ряда конкретных задач при проектировании и испытании холодильных систем.

Разработаны рекомендации по применению дифференциального или интегрального метода теплового и гидравлического расчетов теплообменных аппаратов на основе предложенной классификации по назначению и типу.

Апробация работы

Основные результаты работы представлены на VIII международной научно-технической конференции молодых специалистов «Исследование, конструирование и технология изготовления компрессорных машин» (Казань, 2009 г.); на научной конференции студентов и молодых ученых МГУИЭ, посвященной 90-летию МИХМ-МГУИЭ (Москва, 2010 г.); на международной конференции с элементами научной школы для молодежи «Инновационные разработки в области техники и физики низких температур» (Москва, 2010 г.); на международной конференции под руководством МАХ «Холод-2011, Прозкология и энергосбережение» (Санкт-Петербург, 2011 г.); на XV международной научно-технической конференции по компрессорной технике (Казань, 2011 г.)

Публикации. Материалы, изложенные в диссертационной работе, нашли отражение в 6 опубликованных печатных работах, в том числе 3 в изданиях, рекомендованных ВАК РФ.

Достоверность полученных результатов обеспечена корректной постановкой задач исследований, использованием классических уравнений термодинамики, теплообмена и гидравлики в сочетании с методами системного анализа и общепризнанным математическим аппаратом. Результаты экспериментального исследования получены с помощью стандартных средств измерения, прошедших государственную поверку, и обработаны в соответствии с традиционными соотношениями математической статистики и теории ошибок.

Структура и объём диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, выводов, списка литературы и приложений. Работа содержит 150 страниц основного текста, включая 45 рисунков, 14 таблиц и 3 приложения. Список литературы содержит 137 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность проблемы совершенствования методов проектирования холодильных систем, показана сложность и многопараметричность холодильных систем, обозначена перспективность создания универсального метода расчета характеристик холодильных систем, и сформулированы цели работы.

В первой главе представлена характеристика предмета проектирования (разновидности применяемых холодильных систем и их элементов). Приведен обзор доступных источников (публикации, расчетные программы), имеющих отношение к достижению в поставленной работе цели, и оценена целесообразность использования полученных в них результатов. Рассмотрены работы по существующим программам и методикам, предназначенным для расчета характеристик холодильных систем и их элементов (компрессоров, теплообменных аппаратов и др.), и процессов

в них (теплопередачи, гидродинамики и т.д.). Сформулированы основные задачи исследования.

Во второй главе разработана структура холодильных систем (рис. 1) и формирование основных характеристик.

Холодильная система представляет собой сложный комплекс взаимодействующих между собой элементов. Разработчику предстоит установить значения многих переменных (примерно 10...15 на каждый элемент).

Метод расчета и анализа характеристик холодильных систем базируется на рассмотрении их как совокупности подсистем и входящих элементов согласно принципам системного подхода: представление системы как совокупности элементарных единиц (уровней), описание их основных характеристик, а затем синтез элементов в целое (описание характеристик системы).

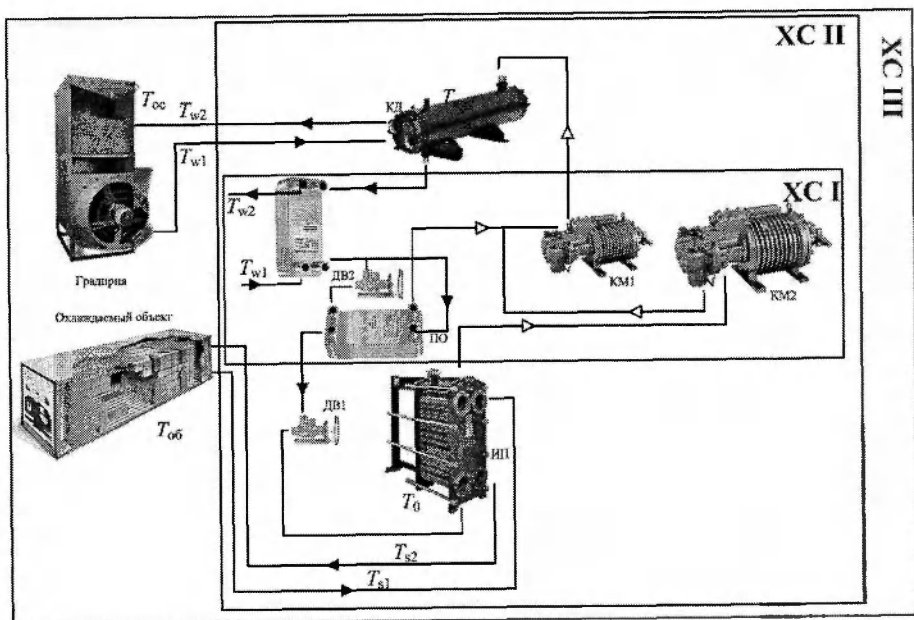


Рис. 1. Обобщенная структура холодильных систем

На каждом уровне определяются параметры, которые участвуют в формировании характеристик. Каждому из выбранных уровней системы соответствуют характерные температуры, определяющие его режим работы.

Характеристики холодильных систем первого уровня $Q_0, N, G, \varepsilon = f(t_0, t_k)$ формируются в результате взаимодействия параметров термодинамического цикла с характеристиками компрессорных ступеней и вспомогательных теплообменных аппаратов.

Характеристики холодильных систем второго уровня $Q_0, N, G, \varepsilon = f(t_{s2}, t_{w1})$ формируются в результате взаимодействия с характеристиками системы первого уровня и параметров основных теплообменных аппаратов (испарителей и конденсаторов). Характеристические параметры основных теплообменных аппаратов (гидравлические диаметры проходных сечений аппарата, степень обрешения, площадь теплообменной поверхности, длина каналов) определяются в составе холодильной системы второго уровня в спецификационном режиме расчета. Этих параметров достаточно для расчета характеристик во всем диапазоне температур и для последующего конструирования аппаратов.

Характеристики третьего уровня $Q_0, N, G, \varepsilon = f(t_{об}, t_{ос})$ формируются в результате взаимодействия с характеристиками системы второго уровня и параметров внешних тепло- и массообменных аппаратов (градирня, технологический аппарат охлаждения объекта и др.).

Математическая модель холодильной системы каждого уровня решает две взаимосвязанные и взаимодополняющие задачи:

- 1) расчет параметров для определенного сочетания независимых параметров, т.е. проектный расчет;
- 2) расчет внешних характеристик в необходимом диапазоне изменения независимых параметров, т.е. поверочный расчет.

С помощью обеих задач проводятся численные эксперименты, раскрывающие влияние на внешние характеристики изменений независимых параметров.

Иерархическая структура создает условия для оценки эффективности не только по конечному интегральному показателю, но и по его составным частям. Оценка эффективности системы каждого уровня может производиться по трем видам критериев: энергетическому, массогабаритному и экономическому.

В третьей главе приведена математическая модель формирования характеристик ХС I уровня (компрессорной системы, КС).

КС состоит из ступеней сжатия (компрессоров) и вспомогательной теплообменной аппаратуры, осуществляющей заданный термодинамический цикл.

На стадии **проектного расчета** определяют основные параметры КС для ожидаемых значений температур кипения t_0 и конденсации t_k , а также холодопроизводительности Q_0 в спецификационном режиме: рабочее вещество, принципиальную схему, термодинамический цикл, параметры ступеней компрессора и вспомогательных аппаратов.

Важную роль в КС на стадии проектного расчета играет **термодинамический цикл**, так как он дает первичное представление об эффективности принятой схемы и выбранного холодильного агента.

Написание программы, реализующей расчетный метод, потребовало применения системы универсального обозначения рабочих точек и унифицированных уравнений определения параметров термодинамического цикла.

На стадии **поверочного расчета** определяются характеристики в рабочем диапазоне КС (рабочих температур кипения t_0 , и конденсации t_k) $Q_0, N, G, \varepsilon = f(t_0, t_k)$, с выбранными компрессорными ступенями и теплообменными аппаратами. Для расчета термодинамических свойств веществ использована унифицированная база данных REFPROPTM 9.0, интегрированная в программу посредством библиотеки динамической компоновки. Для дальнейших расчетов целесообразно выразить характеристики графическими или аналитическими зависимостями, полученными при помощи интерполяции.

Характеристики КС главным образом определяются, безразмерными коэффициентами, характеризующими объемную и энергетическую эффективность компрессоров, а именно коэффициентом подачи λ и КПД η :

$$\lambda = \frac{G_a}{V_T \cdot \rho_{вс}} = \frac{Q_0}{V_T \cdot q_v}, \quad \eta_3 = \frac{N_s}{N_3} = \frac{I_s \cdot V_T \cdot \lambda}{N_3 \cdot v_{вс}} \quad (1)$$

Они формируются в результате взаимодействия различных факторов, связанных с условиями работы и конструкцией компрессора. При наличии экспериментальных данных по конкретному компрессору, в расчете можно использовать их аппроксимации по отношению давлений π_k и температуре конденсации t_k : $\eta, \lambda = f(\pi_k, t_k)$. При проектировании ХС лишь в ограниченных случаях можно располагать экспериментальными данными для конкретной ступени сжатия, поэтому в большинстве случаев нами используются обобщенные характеристики, полученные в результате обработки массива данных каталогов производителей компрессоров (ОАО «ВНИИХОЛОДМАШ-ХОЛДИНГ», Bitzer, Copeland, Danfoss, Bock, Embraco и др.). Рассмотрены три типа компрессоров: поршневой, винтовой и спиральный в сальниковом, бессальниковом и герметичном исполнениях.

Обработка массива данных проводилась с использованием нейронной сети, обученной по методу обратного распространения ошибки по следующим обоснованным в работе определяющим параметрам:

- тип компрессора;
- исполнение (сальниковое, бессальниковое или герметичное);
- теоретическая объемная производительность $V_T, \text{м}^3/\text{ч}$;
- частота вращения рабочих органов, $n, \text{с}^{-1}$;
- отношение давлений π_k ;
- температура конденсации холодильного агента, $t_k, \text{°C}$;
- нормальная температура кипения холодильного агента T_s, K ;
- молекулярная масса холодильного агента $\mu, \text{кг/кмоль}$.

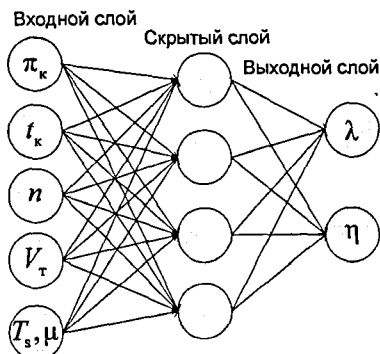


Рис. 2. Упрощенный вид нейронной сети

Уравнение, описывающее значение выходного сигнала от j -го нейрона в сети представляется в виде:

$$y_j = f \left(\sum_{i=1}^N (w_{j,i} x_i) + w_{j,0} \right), \quad (2)$$

где N — количество нейронов на предыдущем слое; $w_{j,i}$ — коэффициент связи от i -го нейрона на предыдущем слое к j -му нейрону текущего слоя; индекс «0» означает единичный нейрон, т.е. выходное значение сигнала от которого равно 1; x_i — выходное значение сигнала от i -го нейрона предыдущего слоя, y_j — выходное значение сигнала от j -го нейрона текущего слоя; f — передаточная функция. В сетях, описывающих рабочие коэффициенты, в качестве передаточной функции использована функция Гаусса:

$$f(x) = \exp(-x^2). \quad (3)$$

Нейронные сети специализированы по типу и исполнению компрессора имеют 5 входов (см. рис. 2). Было выбрано 6 скрытых слоев в сети и 36 нейронов в каждом слое. В этой конфигурации нейронная сеть выдает наибольшее количество «правильных» ответов (коэффициент детерминации $R^2 = 0,95$).

В результате обработки массива 60000 данных по семидесяти компрессорам с применением нейронной сети, получены обобщенные зависимости рабочих характеристик компрессоров, отражающие современный уровень их развития.

На рис. 3 представлена обобщенная характеристика для следующего набора определяющих параметров: поршневой, бессальниковый компрессор, $n = 25 \text{ с}^{-1}$, $V_\tau = 4,51 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, холодильный агент R22, $t_k = 40^\circ\text{C}$. Значения коэффициентов для реального компрессора, отвечающего этому набору, нанесены в виде точек. Отклонение от экспериментальных данных находится в пределах 3 %.

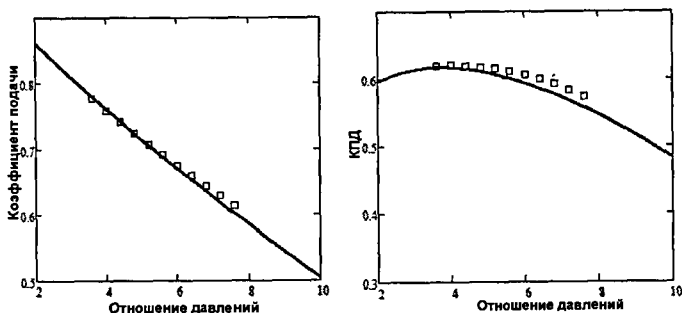


Рис.3 Сопоставление результатов расчета по нейронной сети с данными реального компрессора

Реальные значения для множества компрессоров отклоняются от обобщенных зависимостей в сторону повышения для лучших компрессоров на 5 % и в сторону ухудшения для менее эффективных компрессоров примерно на 7 %.

Среди вспомогательных аппаратов КС важнейшими являются те, применение которых формирует заданный термодинамический цикл. Вид аппарата определяет физические процессы, протекающие в нем.

В состав математической модели КС входят энергетические и балансные уравнения сохранения, обеспечивающие качественную и количественную оценку параметров вспомогательных аппаратов в составе системы, которые решаются в процессе синтеза характеристик КС.

Целесообразно дать количественную оценку требуемой точности определения параметров КС. Для этой цели в работе предлагается использовать функцию влияния изменения заданного параметра на холодильный коэффициент.

В четвертой главе приведена математическая модель формирования характеристик ХС II и III уровней.

Ко второму уровню холодильной системы относится холодильная машина (ХМ).

На стадии проектного расчета в спецификационном режиме определяют *характеристические параметры* основных аппаратов достаточные для расчета характеристик ХМ для заданных значений температур охлаждаемой t_{s2} , и охлаждающей t_{w1} среды, а также разности температур:

- массовые скорости рабочих сред;
- гидравлические и эквивалентные диаметры;
- длина канала;
- площадь теплообменной поверхности.

На стадии поверочного расчета определяются характеристики во всем рабочем диапазоне ХМ $Q_0, N, G, \varepsilon = f(t_{s2}, t_{w1})$.

Ключевое место в математической модели ХМ занимает расчет теплообменных аппаратов, проводимый в составе системы. Используемые теплообменные аппараты разделены по следующим признакам:

- 1) вид (по назначению);
- 2) тип (по организации потоков).

Разработаны рекомендации по первичному выбору некоторых характеристических параметров (массовых скоростей, гидравлических диаметров, степеней обрешетки) для каждого типа аппарата.

В основе поверочных и проектных расчетов аппаратов различного вида в зависимости от их типа применены два различных метода расчета:

— интегральный метод, в основе которого положены средневзвешенные величины температурного напора и коэффициентов теплоотдачи рабочих сред и гидросопротивления по всей поверхности аппарата.

— дифференциальный метод, осуществляемый при помощи разбиения тепловой нагрузки аппарата на участки, на каждом из которых средний температурный напор и коэффициенты теплоотдачи принимаются постоянными.

Особый подход требуется для расчета воздухоохладителей и конденсаторов с воздушным охлаждением, в которых организуется канальное течение по холодильному агенту и перекрестное течение по воздуху. В этих аппаратах коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха к ребристой поверхности существенно ниже, чем для

холодильного агента ($\alpha_b = 10...70 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$; $\alpha_a = 1000...20000 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$), и коэффициент теплопередачи определяется воздушной стороной. Применение в этом случае дифференциального метода расчета не целесообразно, так как он не повысит достоверность результатов.

Интегральный метод строится на основе модели идеального смешения. Балансовые уравнения составляют для всего объема вещества. Система уравнений, описывающая данную гидродинамическую модель в стационарном режиме и составляемая для обеих рабочих сред, приведена ниже.

— уравнение теплового баланса

$$Gc_p (T_{\text{вх}} - T_{\text{вых}}) = \alpha \cdot F \cdot (\bar{T} - \bar{T}_{\text{ст}}) + Q_{\text{ос}} \quad (3)$$

— уравнение гидравлического расчета

$$\Delta p = M^2 \left(\frac{1}{\rho_{\text{вх}} - \rho_{\text{вых}}} - \frac{2\xi L}{\rho d} \right). \quad (4)$$

Расчет воздухоохладителей и конденсаторов воздушного охлаждения также основывается на уравнениях (3)...(4) с учетом методики, предложенной Гоголиным, которая учитывает процесс влаговываждения на поверхности ребра со средним значением температуры ребристой поверхности. В этом случае уравнение теплового баланса (3) записывается в виде

$$G_b c_p (T_{\text{в-вх}} - T_{\text{в-вых}}) = K_b \cdot F \cdot (\bar{T} - \bar{T}_{\text{тр}}),$$

где G_v — массовый расход воздуха, кг/с; c_p — теплоемкость воздуха, кДж/(кг К); $\overline{T}_{тр}$ — осредненная температура поверхности труб, К.

$K_v = \left(\frac{1}{\alpha_v \xi_p E_p} + R_{тр} \right)^{-1}$ — приведенный к внутренней поверхности труб коэффициент теплопередачи, Вт/(м² К); ξ_p — тепловой коэффициент влаговыпадения; E_p — коэффициент эффективности ребра

Дифференциальный метод строится на основе модели идеального вытеснения. Выходные переменные изменяются только по одной пространственной координате. Балансные уравнения в этом случае составляют для элемента поверхности:

— уравнение теплового баланса:

$$\alpha \cdot (T_{ст} - T) = \frac{G \cdot c_p}{\Pi} \frac{dT}{dz} \quad (5)$$

— уравнение гидравлического расчета

$$\frac{dp}{dz} = \left(\frac{M}{\rho} \right)^2 \frac{d\rho}{dz} - g \cdot \rho - 2\xi \frac{M^2}{d_3 \rho} \quad (6)$$

В двухфазных потоках используется модель раздельного течения. С учетом этого уравнение (6) преобразуется к виду

$$-\frac{dp}{dz} = M^2 \frac{d \left(\frac{x^2}{\rho'' \varepsilon} + \frac{(1-x)^2}{\rho' (1-\varepsilon)} \right)}{dz} + g \cdot (\rho'' \varepsilon + \rho' (1-\varepsilon)) + \xi \frac{M^2}{2d_3 \cdot \rho'} \Phi^2, \quad (7)$$

где ε — истинный коэффициент паросодержания; Φ^2 — поправка Мартинелли на трение в двухфазном потоке; ρ'' , ρ' — плотности насыщенного пара и насыщенной жидкости, соответственно, кг/м³.

Аппараты проектируются по возможности с минимальными гидросопротивлениями (эквивалентное снижение температуры насыщения не превышает 2 К). поэтому уравнения (5), (6) могут быть интегрированы по отдельности. Таким образом, в проектном расчете задачу определения площади теплообменной поверхности можно разделить на два этапа.

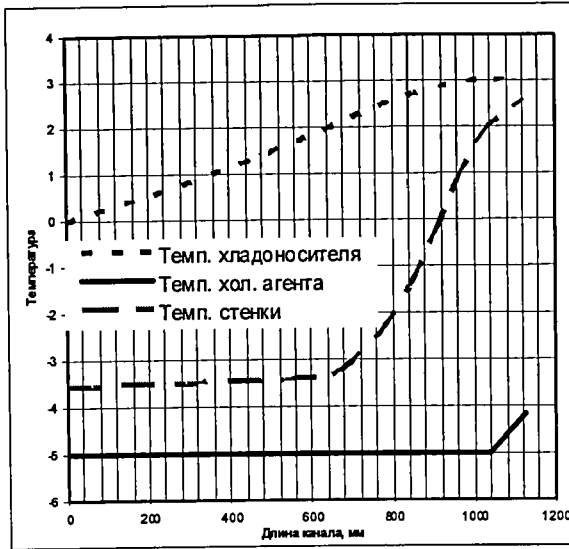


Рис. 4. Распределение температур по длине канала в пластинчатом аппарате. Тепловая нагрузка $Q_0 = 400$ кВт, рабочее вещество — аммиак; площадь поверхности $70,3$ м²; эквивалентный диаметр $5,44$ мм; расход хладоносителя $G_x = 13 \times 10^4$ кг/ч; расход холодильного агента $G_a = 1,286 \times 10^3$ кг/ч; число пластин 127 ; высота пластин 1 м; ширина пластин $0,4$ м.

На первом этапе методом Рунге-Кутты четвертого порядка решается уравнение (5) (уравнение теплового баланса) для каждой рабочей среды в теплообменном аппарате, а также

уравнение, определяющее тепловой баланс теплообменной поверхности $\Pi_1 \alpha_1 (T_1 - T_{ст}) = \Pi_2 \alpha_2 (T_{ст} - T_2)$ с начальными и граничными условиями $T_{1(z=0)} = T_{1вх}$, $T_{1(z=L)} = T_{1вых}$, $T_{2(z=L)} = T_{2вх}$, $T_{2(z=0)} = T_{2вых}$ в случае противоточной организации течения. В результате этого расчета определяют длину L и площадь F теплообменной поверхности аппарата, а также распределение температур рабочих сред и стенки (рис. 4).

На втором этапе определяют величины падения давления по уравнениям (6) или (7), которые также решаются методом Рунге-Кутты четвертого порядка с начальным условием $P_{(z=0)} = P_{вх}$.

При поверочном расчете определяются характеристики ХМ в диапазоне температур t_{s2} и t_{w1} , рабочие температуры t_0 и t_k и тепловые нагрузки аппаратов находят итерационным методом.

Количественная оценка требуемой точности определения температур T_0 и T_k производится с использованием функции влияния температур на холодильный коэффициент $\frac{\Delta \epsilon}{\epsilon} = \frac{\Delta T_0}{T_0} S_{T_0}^\epsilon + \frac{\Delta T_k}{T_k} S_{T_k}^\epsilon$.

Оценка допустимости падения давления в потоке рабочего вещества проводилась также с использованием функции влияния. При значении относительного приращения функции менее $-0,001$ ($-0,1\%$) по абсолютной величине предполагают, что влияние данного параметра становится несущественным. Из неравенства

$$\frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon} = S_{\Delta p}^{\varepsilon} \cdot \frac{\Delta p}{p} < 0,001 \text{ следует, что допустимое падение давления по отношению к}$$

холодильному коэффициенту составляет $\Delta p = 0,001 \frac{P}{S_{\Delta p}^{\varepsilon}}$.

Зависимость $S_{\Delta p}^{\varepsilon} = f(p_0)$ аппроксимирована прямой $S_{\Delta p}^{\varepsilon} = 0,141p_0 + 0,3$, где p_0 — давление кипения, бар. Подобные зависимости могут быть определены для любого аппарата.

Точность уравнений, описывающих процессы теплообмена и гидродинамики, оказывает существенное влияние на результирующую погрешность математической модели. Выбор зависимостей для расчета этих процессов производился на основе анализа новейших отечественных и зарубежных исследований. Принятые зависимости сформировали базу данных, специализированную по типу процесса, типу аппарата, применяемому холодильному агенту и диапазону режимных параметров.

Методика расчета внешних теплообменных (тепломассообменных) аппаратов в процессе определения характеристик ХС III уровня аналогична расчету характеристик ХС II уровня с тем отличием, что охлаждающей и охлаждаемой средами являются потоки промежуточных теплоносителей, и свойства хладагентов в расчетах не используются. Набор параметров, достаточных для расчета характеристик холодильных установок и дальнейшего конструирования аппаратов также аналогичен за исключением градиен, в расчете которых присутствует массообмен.

К третьему уровню также относятся системы, в которых один или оба промежуточных теплоносителя отсутствуют (охлаждаемой средой является воздух и/или тепло отводится к атмосферному воздуху).

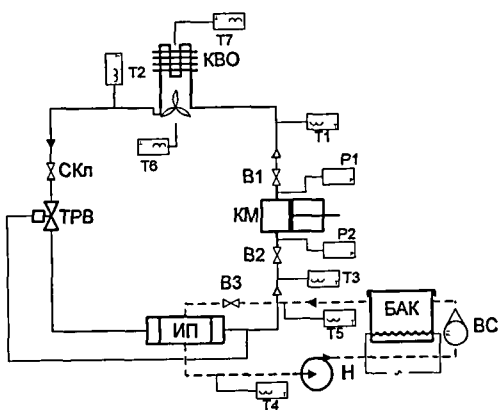
В пятой главе проведено экспериментальное и численное исследование вариантов холодильных машин. В качестве объекта экспериментального исследования была выбрана водоохлаждающая холодильная машина (рис. 5).

Экспериментальный стенд представляет собой водоохлаждающую холодильную машину с пластинчатым испарителем, конденсатором воздушного охлаждения и поршневым герметичным компрессором. Холодильный контур на рабочем веществе R22 включает в себя:

Компрессор — герметичный, поршневой с объемной производительностью, $6,6 \text{ м}^3/\text{ч}$

Испаритель — пластинчатый, паянный с поверхностью теплообмена $0,05 \text{ м}^2$

Конденсатор — трубчато-ребристый с поверхностью теплообмена $0,48 \text{ м}^2$



КМ — поршневой компрессор;
 КВО — конденсатор воздушного охлаждения;
 ТРВ — терморегулирующий вентиль;
 ИП — испаритель; Н — водяной насос;
 В1, В2 — вентили компрессора;
 В3 — вентиль водяного контура
 Т1...Т7 — измерители температуры (термопары),
 P1, P2 — манометры всасывания и нагнетания;
 ВС — водяной счетчик; БАК — нагрязочный бак.

Рис. 5. Принципиальная схема экспериментального стенда

Регулирование подачи холодильного агента в испаритель осуществляется при помощи механического ТРВ. Измерения проводились в стационарных режимах, когда температуры воды и воздуха стабилизировались, что соответствует балансу между холодопроизводительностью холодильной машины и потребляемой ТЭНами мощностью. Тепловую нагрузку в процессе эксперимента изменяли от 3,1 до 5 кВт, при двух расходах воды через испаритель G_w : 0,4 и 0,28 кг/с (рис. 6). Регистрация и обработка результатов измерений производилась автоматически при помощи преобразования аналогового сигнала в цифровой с выводом результатов на компьютер.

В процессе численного эксперимента были рассчитаны характеристики более десяти испытанных машин разного назначения. Некоторые результаты приведены в данной работе.

Судовая водоохлаждающая машина МХМВ-175 с винтовым компрессором (рис. 7): холодильный агент R134a. Спецификационный режим: холодопроизводительность 175 кВт; потребляемая мощность 46 кВт; $t_{s2} = 7^\circ\text{C}$; $t_{w1} = 32^\circ\text{C}$; расход воды 11,1 кг/с; расход хладоносителя 9,8 кг/с.

Максимальное расхождение расчётных и замеренных значений характеристик составило 10%. Удовлетворительное согласование расчетных и экспериментальных данных подтверждается как на уровне элементов, так и на уровне систем.

В шестой главе представлено применение разработанного метода.

Универсальный метод проектирования и комплекс программ (рис. 8) позволяет решать множество практических задач, направленных на повышение эффективности разрабатываемых холодильных систем.

Расчет параметров термодинамических циклов, соответствующих произвольным схемным решениям холодильных систем, с использованием любого холодильного агента, включая смеси, сопоставление эффективности различных схемных решений и холодильных агентов.

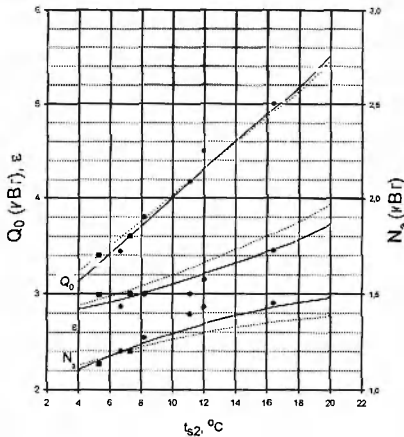


Рис. 6. Результаты эксперимента
 Расчет: $G_s = 0,4$ кг/с;
 — $G_s = 0,28$ кг/с.
 Эксперимент: • $G_s = 0,4$ кг/с, ■ $G_s = 0,28$ кг/с

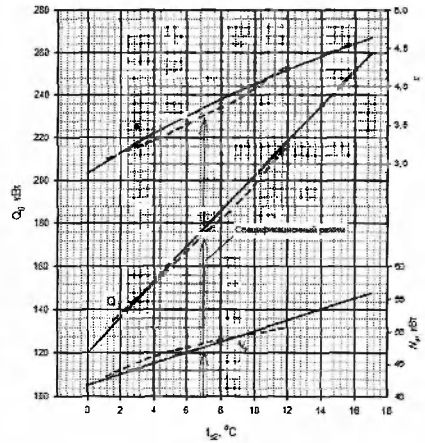


Рис. 7. Результаты расчета машины
 MXMB-175
 — Расчет — — Эксперимент

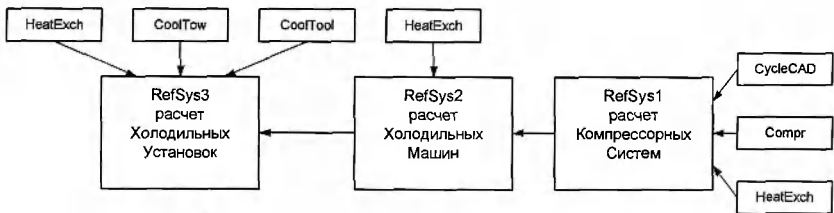


Рис. 8 Структура программного комплекса для расчета характеристик холодильных систем

Проектирование широкой гаммы холодильных машин, работающих на экологически безопасных холодильных агентах, в том числе на базе новейших конструкций компрессоров и теплообменных аппаратов.

С применением универсального метода в ОАО «ВНИИХОЛОДМАШ-ХОЛДИНГ» разработан модельный ряд высокоэффективных малоаммиакоемких холодильных машин. В качестве примера приведены данные для холодильной машины: $Q_0 = 590$ кВт, $t_{s2} = 0...-7^\circ\text{C}$ (спецификационный режим $t_{s2} = -5^\circ\text{C}$), $t_{w1} = 25^\circ\text{C}$

Показатели качества	Базовые значения	Достигнутые значения
Удельная аммиакоемкость	0,150	0,1
Холодильный коэффициент	3,2	3,5
Удельная металлоемкость	11,0	9,0
Удельная площадь	0,020	0,015
Удельная установленная мощность	0,325	0,315

Расчет оптимальных соотношений объемных производительностей ступеней компрессоров в двухступенчатых системах первого уровня для разных сочетаний температур t_0, t_k .

Использование численного эксперимента при испытаниях создаваемых холодильных машин. С целью сокращения объемов теплотехнических испытаний после подтверждения адекватности модели по нескольким экспериментальным реперным точкам допускается использовать численный эксперимент для построения характеристик холодильных машин во всем диапазоне изменяемых параметров.

Основные результаты и выводы работы

1. Разработан универсальный метод расчета характеристик парокompрессионных холодильных систем для различного рабочего вещества, схемного решения, состава элементов как в спецификационном режиме, так и в диапазоне изменения рабочих температур.

2. Показано, что для разработки универсальной модели необходимо применение системного подхода, который предусматривает деление системы на элементарные уровни, описание их характеристик, а затем синтез их в целое.

3. Получены обобщенные характеристики рабочих коэффициентов компрессоров объемного принципа действия в зависимости от обоснованного в работе набора определяющих параметров с применением нейронной сети.

4. Установлены определяющие параметры теплообменных аппаратов в рамках проектного расчета системы, достаточные для расчета характеристик систем и последующего конструирования аппаратов.

5. Предложено деление теплообменных аппаратов по типу организации потоков и обосновано применение дифференциального или интегрального метода теплового и гидравлического расчетов в зависимости от типа аппарата.

6. Использован математический аппарат на основе функции влияния для оценки допустимых значений невязки в итерационных процедурах и оценки допустимости потерь давления в аппаратах холодильных систем.

7. Получено подтверждение достоверности расчетной модели на основе верификации результатов в сравнении экспериментальными характеристиками холодильных машин.

8. Разработаны рекомендации по применению универсального метода расчета и комплекса программ при проектировании, исследовании и оценке эффективности холодильных систем.

9. Результаты применения метода и комплекса программ подтвердили возможность улучшения основных показателей качества создаваемых холодильных машин по сравнению с традиционными методами примерно на 10...15 %, а также возможность интеграции в системы автоматизированного проектирования.

Условные обозначения:

T_0, T_k — температуры кипения и конденсации, К, t_0, t_k — температуры кипения и конденсации, °С ε — холодильный коэффициент, Q_0 — холодопроизводительность, кВт; N — потребляемая мощность, кВт; G — массовый расход, кг/с;

$\rho_{\text{вх}}, \rho_{\text{вых}}$ — плотность рабочей среды на входе и выходе соответственно, кг/м^3 , $\bar{\rho}$ — средняя плотность рабочей среды, кг/м^3 ; $G_{\text{вх}}$ — массовый расход на входе в контрольный объем, кг/с ; $G_{\text{вых}}$ — массовый расход на выходе из контрольного объема, кг/с , c_p — массовая теплоемкость, кДж/(кг K) ; α — коэффициент теплоотдачи, усредненный по поверхности, $\text{Вт/(м}^2 \text{K)}$; F — площадь теплопередающей поверхности; \bar{T} — усредненная по площади температура рабочей среды, K ; $\bar{T}_{\text{ст}}$ — усредненная по площади температура стенки, K ; $T_{\text{в}}$ — температура воздуха, K $Q_{\text{от}}$ — теплота, отводимая в окружающую среду, кВт , Δp — падение давления в аппарате; L — длина канала, м ; ξ — коэффициент гидросопротивления; Π — смоченный периметр, м ; z — координата поверхности изменения температуры, м ; p — давление рабочей среды, Па ; w — скорость рабочей среды, м/с ; M — массовая скорость рабочей среды, $\text{кг/(м}^2 \text{с)}$; d_3 — гидравлический диаметр проходного сечения канала, м ; Φ^2 — поправка Мартинелли на трение при двухфазном потоке.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Калнинь И.М., Поляков П.С. Разработка автоматизированного метода расчета парокompрессионных холодильных систем // «Холодильная техника». 2010, № 9.
2. Калнинь И.М., Поляков П.С. Математическая модель расчета параметров теплообменных аппаратов в составе холодильных систем // «Холодильная техника». 2011, № 5, №6
3. Калнинь И.М., Поляков П.С. Применение универсального метода расчета характеристик для повышения эффективности создаваемых холодильных систем // «Химическое и нефтегазовое машиностроение». 2011, №8
4. Система автоматизированного проектирования парокompрессионных холодильных установок / Поляков П.С., Мищенко Л.В. — Сборник тезисов докладов международной конференции с элементами научной школы для молодежи «Инновационные разработки в области техники и физики низких температур», М.: МГУИЭ, 2010, с. 213—215.
5. Методика построения математической модели холодильной системы / Калнинь И.М., Поляков П.С. — Тезисы докладов научной конференции студентов и молодых ученых МГУИЭ, М.: МГУИЭ, 2009, с. 102—103.
6. Исследование характеристик холодильного поршневого герметичного компрессора с целью формирования алгоритма оптимального регулирования параметров холодильной системы / Калнинь И.М., Поляков П.С. — Тезисы докладов VIII международной конференции молодых специалистов «Исследование, конструирование и технология изготовления компрессорных машин», Казань: «Слово», 2009, с. 55—56

Подписано в печать « 6 » сентября 2011 г.

Печать офсетная, Бумага 80 гр/м²

Формат 60×90/16. Объем 1,0 п.л.

Тираж 100 экз. Заказ №

Оригинал подготовлен автором

Отпечатано на множительной технике МГУИЭ

105066, г. Москва, ул. Старая Басманная, 21/4
