

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

Ю.В. Татаренко

**ВВЕДЕНИЕ В МАТЕМАТИЧЕСКОЕ
МОДЕЛИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК
ПАРОВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ
ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН**

Учебно-методическое пособие

 **УНИВЕРСИТЕТ ИТМО**

Санкт-Петербург

2015

УДК 621.565

Татаренко Ю.В. Введение в математическое моделирование характеристик паровых компрессорных холодильных машин: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО; ИХиБТ, 2015. – 100 с.

Рассматривается получение теплотехнических характеристик паровых холодильных машин с поршневыми компрессорами.

Издание предназначено для студентов направления подготовки магистров 16.04.03 очной формы обучения.

Рецензент: доктор техн. наук, проф. В.А. Пронин

**Рекомендовано к печати редакционно-издательским советом
Института холода и биотехнологий**



Университет ИТМО – ведущий вуз России в области информационных и фотонных технологий, один из немногих российских вузов, получивших в 2009 году статус национального исследовательского университета. С 2013 года Университет ИТМО – участник программы повышения конкурентоспособности российских университетов среди ведущих мировых научно-образовательных центров, известной как проект «5 – 100». Цель Университета ИТМО – становление исследовательского университета мирового уровня, предпринимательского по типу, ориентированного на интернационализацию всех направлений деятельности.

© Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, 2015

© Татаренко Ю.В., 2015

СПИСОК ОСНОВНЫХ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

- b – коэффициент регрессии;
- c – удельная теплоемкость, Дж/ кг · К ;
- D – диаметр цилиндра, м;
- d – диаметр трубопровода, м;
- F – площадь поверхности теплопередачи, м²;
- G – массовый расход, массовая подача, кг/с;
- i – удельная энтальпия, Дж/кг ;
- k – коэффициент теплопередачи, Вт/ м² · К ;
- l – удельная работа, Дж/кг ;
- N – мощность, Вт;
- n – частота вращения вала, с⁻¹;
- p – давление, Па;
- Q – тепловой поток, Вт;
- q – поверхностная плотность теплового потока, Вт/м²;
- r – удельная теплота фазового превращения, Дж/кг ;
- S – ход поршня, м;
- s – удельная энтропия, Дж/ кг · К ;
- T – температура, К;
- t – температура, °С;
- v – удельный объем, м³/кг;
- z – число цилиндров;
- α – коэффициент теплоотдачи, Вт/ м² · К ;
- ε – холодильный коэффициент;
- η – коэффициент полезного действия;
- λ – коэффициент подачи компрессора.

Принятые сокращения

И – испаритель;
ИП – информационная переменная;
КД – конденсатор;
КМ – компрессор;
ММ – математическая модель;
МММ – метод математического моделирования;
МНК – метод наименьших квадратов;
РВ – регулирующий вентиль;
СТС – сложная техническая система;
ТО – технический объект;
ХМ – холодильная машина.

Основные подстрочные индексы

вн – внутренний;
вс – всасывающий;
к – конденсация; конденсатор;
нар – наружный;
0 – кипение;
тр – трение;
э – электрический;
e – эффективный;
i – индикаторный;
s – жидкий хладоноситель;
w – вода.

СОДЕРЖАНИЕ

СПИСОК ОСНОВНЫХ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	3
ВВЕДЕНИЕ.....	6
1. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ МЕТОДА МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ.....	7
1.1. Системный подход к исследованию технических объектов....	7
1.2. Классификация моделей и моделируемых объектов.....	12
1.3. Структурные и эмпирические модели.....	15
1.4. Некоторые особенности моделей и задач математического моделирования	21
2. ПОСТРОЕНИЕ МОДЕЛЕЙ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ФУНКЦИОНИРУЮЩИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН	27
2.1. Описание технического объекта и задача его исследования.....	27
2.2. Одноступенчатая холодильная машина с теплообменными аппаратами и с естественной циркуляцией внешних сред	35
2.3. Одноступенчатая холодильная машина с кожухотрубными аппаратами.....	62
2.4. Двухступенчатая холодильная машина	87
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	97

ВВЕДЕНИЕ

В учебно-методическом пособии рассмотрены вопросы, касающиеся внешних характеристик паровой компрессорной холодильной машины (ХМ), а именно – получения зависимостей выходных показателей работы холодильной машины (холодопроизводительности и мощности) от её схемы и конструкции, а также от температур и расходов внешних сред, т. е. охлаждаемой и отводящей теплоту конденсации. Компактность и большая информационная емкость характеристик ХМ делают их весьма полезными как для принятия обоснованного проектного решения, так и для организации экономичной эксплуатации холодильной машины. Известно, что наиболее надежный способ исследования – это физический эксперимент над изучаемым объектом. Во многих же случаях более эффективным, а иногда и единственным оказывается другой метод исследования сложных технических систем, включая холодильные машины. Это эксперимент над математической моделью объекта, называемый численным экспериментом. Он позволяет с существенной экономией времени и материальных затрат воспроизводить множество комбинаций внешних факторов и внутренних параметров системы, большей частью не реализуемых при физических испытаниях.

Широкое применение метода математического моделирования (МММ) для исследования энергетических и технических систем делает его освоение обязательным элементом подготовки инженера-теплохладоэнергетика.

Математическое моделирование (ММ), как и всякий раздел науки, имеет свою терминологию, которая рассматривается на протяжении всей книги, но большая часть специальных терминов собрана в первом ее разделе «Общие понятия метода математического моделирования».

Во втором (основном) разделе – «Построение статических характеристик функционирующих холодильных машин» – изложены рекомендации по содержанию отдельных этапов разработки ММ, выбору уровня сложности ММ и другие вопросы. Здесь же рассмотрены варианты ММ холодильных машин, расположенные в порядке возрастания сложности. Подробное описание характеристик элементов ХМ дает возможность применить метод математического моделирования не только в курсовом и дипломном проектировании, но

и в учебных заданиях. Например, в задании на расчет теплообменного аппарата возможно включение математического описания характеристик конденсатора или испарителя, в курсовой проект по холодильному компрессору – построение характеристик компрессорно-конденсаторного или компрессорно-испарительного агрегатов и т. д.

1. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ МЕТОДА МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

1.1. Системный подход к исследованию технических объектов

Сложная техническая система. Одно из важнейших понятий современной науки и техники – система. Возникнув в свое время в кибернетике, оно приобрело статус философской категории – настолько широко и общее его применение. Понятие сложной системы включает многие технические, экологические, социологические, биологические объекты и процессы. Примерами сложных технических систем (СТС) являются автоматизированные системы управления технологическими процессами – химико-технологические системы, теплоэнергетические установки, а также холодильные системы.

Характерная особенность сложной системы – наличие большого количества разнородных элементов, объединенных для достижения единой цели путем решения совокупности задач при взаимодействии элементов между собой и внешней средой. Среди основных свойств СТС можно выделить следующие:

- расчленение на конечное число подсистем, а каждая подсистема – на конечное число элементов, которые в условиях данной задачи не подлежат расчленению;
- функционирование элементов сложной системы во взаимодействии друг с другом и с внешней средой;
- зависимость свойств сложной системы не только от свойств отдельных элементов, но и характера взаимодействия между ними.

В связи с этим сложной системой называют иерархически организованную и целенаправленную функционирующую совокупность большого числа информационно связанных и взаимодействующих элементов.

Рассмотрим, в какой степени присущи основные признаки сложной системы паровым компрессорным холодильным машинам. Разновидность элементов видна из простого перечня оборудования, входящего в состав машины: компрессор, конденсатор, испаритель (воздухоохладитель), возможно, с вентиляторным агрегатом или насосом; вспомогательное оборудование: промежуточные сосуды, холодильники, регенеративный теплообменник, ресивер, маслоотделитель и т. п.; система автоматики (приборы), арматура, электрооборудование, кабели; несущее оборудование и коммуникации: рамы, кронштейны, трубопроводы.

Перечисленные элементы можно сгруппировать в подсистемы или агрегаты, такие как компрессорно-конденсаторный агрегат, контрольно-измерительные приборы и др. Основные элементы холодильной машины взаимодействуют между собой, и показатели их работы взаимозависимы. Так, например, снижение коэффициентов теплопередачи испарителя и конденсатора из-за отложения на их рабочей поверхности солей и других загрязнений приведёт к ухудшению объёмных и энергетических коэффициентов компрессора и к снижению холодильного коэффициента всей машины. Элементы холодильной машины – испаритель, конденсатор и электропривод компрессора – взаимодействуют с объектами внешней среды, т. е. источниками теплоты низкого и высокого потенциала и источником электроэнергии. Таким образом, по всем основным признакам холодильную машину правомерно отнести к классу сложных систем и применить к изучению её процессов системный подход (здесь и далее термином «холодильная машина» или буквами ХМ будем обозначать паровую компрессорную холодильную машину).

Факторы и параметры. При системном подходе формируют цель функционирования системы, а выполнение цели рассматривается как результат целенаправленного воздействия на систему внешних факторов (входов). Здесь термин «фактор» употребляется в общепринятом смысле, т. е. как причина, движущая сила какого-либо процесса (явления), определяющая характер этого процесса.

Целью функционирования холодильной машины является понижение температуры охлаждаемого объекта ниже температуры окружающей среды и поддержание её на заданном уровне независимо от изменения внешних условий. В основе работы ХМ лежит, как известно, термодинамический цикл, а движущей силой процессов

этого цикла является разность температур рабочего вещества и внешних источников теплоты в конденсаторе и испарителе. Сюда же можно отнести подвод электроэнергии к двигателю привода компрессора, обусловленный разностью электрических потенциалов на клеммах источника электроэнергии и электродвигателя компрессора. Выражая физическую природу воздействия, *фактор* характеризует качественную сторону процесса. Количественные характеристики процесса называют *параметрами*. Например, процесс передачи теплоты от рабочего вещества к воде в конденсаторе определяется следующими основными параметрами: конструктивными – площадью поверхности теплопередачи, диаметрами труб, средним числом труб по высоте трубной решётки и др.; термодинамическими – температурами стенки и рабочих сред, теплотой парообразования хладагента и др.; физическими – коэффициентами вязкости и теплопроводности рабочих сред, скоростями пара и воды и др. Термины «фактор» и «параметр» являются наиболее употребительными и важными понятиями в теории моделирования. В этой связи заметим, что в ряде работ авторитетных ученых [1] слова «фактор» и «параметр» употребляются как синонимы, что, как правило, не затрудняет их правильного понимания в том или ином контексте.

Действующие на изучаемый объект входные факторы принято подразделять на три группы: наблюдаемые (контролируемые), но нерегулируемые; управляющие (управления) и ненаблюдаемые (возмущающие). Взаимодействие факторов и общая структура СТС показаны на рис. 1.1.

На рис 1.1 X – группа наблюдаемых, но нерегулируемых факторов, обуславливающих воздействие внешней среды на объект. Для ХМ, например, с рассольной системой охлаждения, воздействие внешней среды определяется следующими параметрами: температура входа воды в конденсатор – t_{w1} и t_{s1} – температура входа хладонносителя в испаритель; U – напряжение электрического тока.

Группа факторов E (рис. 1.1) – ненаблюдаемые, а следовательно, нерегулируемые. Эти факторы называют также возмущающими, их влияние имеет случайный характер. В эксперименте их влияние приводит к случайным ошибкам опытов, а на производстве – к случайным возмущениям режима. Для ХМ возмущающими факторами могут быть попадание влаги и воздуха в контур хладагента,

колебание температур t_{w1} и t_{s1} , отклонение напряжения электросети от номинального значения и др.

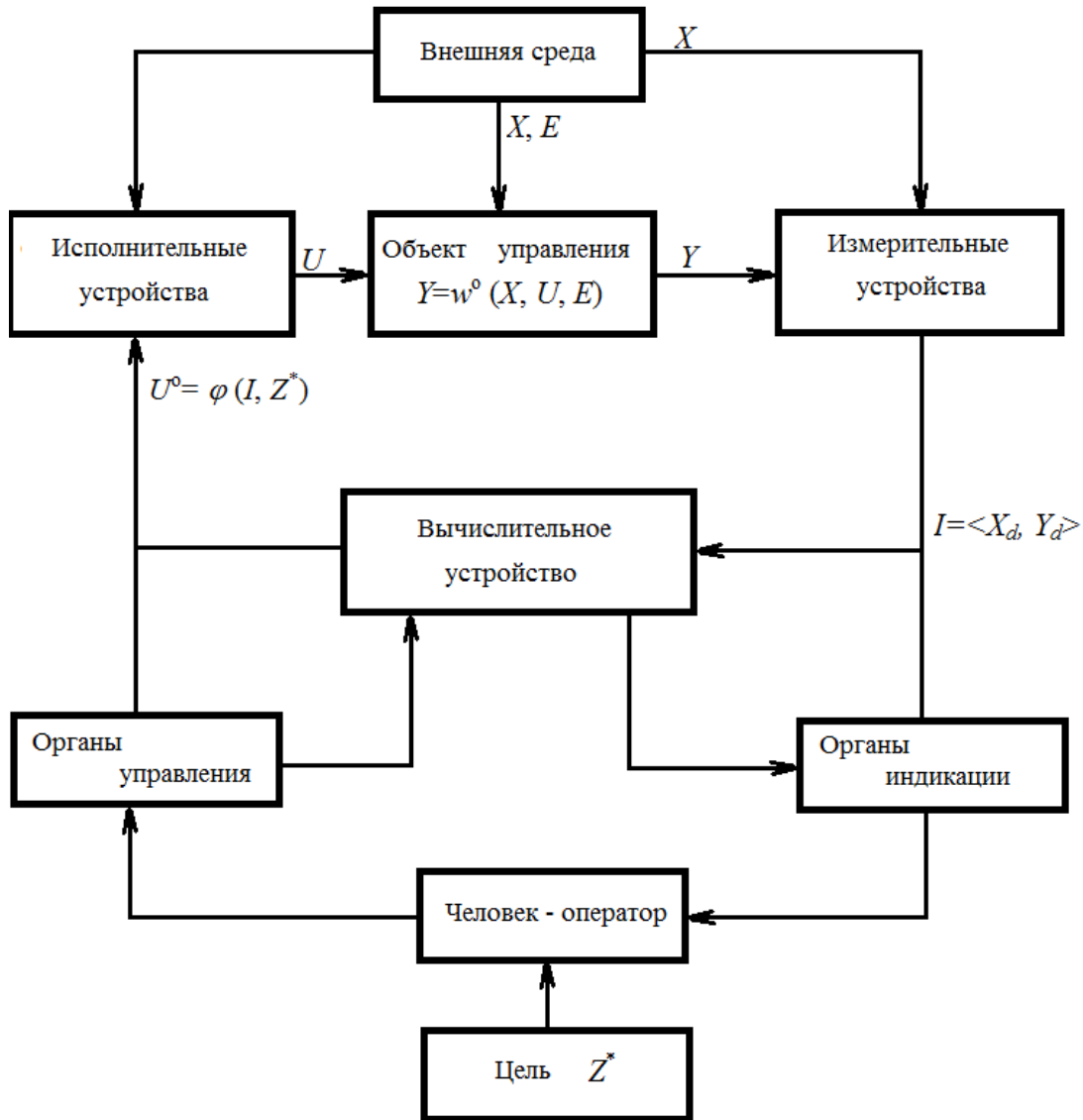


Рис. 1.1. Общая структура сложной технической системы

Факторы U являются управляющими, направленное изменение параметров процессов воздействия этих факторов позволяет управлять объектом. Для ХМ управлениями могут быть массовые потоки воды и хладоносителя, расход холодильного агента, коэффициент рабочего времени и др.

Функционирование и управление. Управление – это процесс организации целенаправленного воздействия на объект, в результате которого объект переходит в требуемое (целевое) состояние.

Состояние объекта Y (рис 1.1) зависит от состояния его среды X : $Y = w^o(X)$, где w^o – оператор.

Цель Z^* представляет собой набор требований, предъявляемых субъектом к состоянию объекта. Проверить выполнение цели можно только по состоянию объекта Y , но для этого его следует выразить на языке целей, т.е. выполнить преобразование: $Z = \psi(Y)$.

Если $Z \neq Z^*$, создаются специальные каналы управления U , при этом $Y = w^o(X, U)$.

Под системой управления понимают алгоритм обработки информации и средства их реализации, объединенные для достижения заданных целей.

В основе процесса управления лежит информация $I = \langle X_d, Y_d \rangle$, где $X_d = D_x(X)$, $Y_d = D_y(Y)$ – показания датчиков о состоянии внешней среды и объекта управления.

Эта информация всегда является неполной: в силу ограниченных возможностей средств сбора информации часть входных факторов ненаблюдаема, т. е. $Y = w^o(X, U, E)$.

Таким образом, объект управления имеет три входа: наблюдаемый (X), управляющий (U), ненаблюдаемый (E).

Располагая информацией о состоянии среды и объекта, а также о цели Z^* , можно представить требуемое управление U как результат работы алгоритма: $U^o = \varphi(I, Z^*)$, где φ представляет собой оператор, преобразующий информацию о среде, объекте и цели управления, реализация которого должна переводить объект в требуемое состояние.

Для описания совокупности наблюдаемых, управляющих и выходных факторов обычно используется векторная форма записи $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)$, $U = (u_1, u_2, \dots, u_m)$ и так далее, с учетом которой математическое описание функционирования системы в общем виде можно представить следующим уравнением:

$$Y = \Phi(X, U, E).$$

Обозначение Φ рассматривается здесь как вектор-функция, поэтому

$$y_i = \varphi_i(X, U, E). \quad (1.1)$$

Формально каждое уравнение системы (1.1) определяет зависимость i -го выхода от всех входных воздействий. Но установить вид функций f_i принципиально невозможно – неизвестен список аргументов, так как факторы E ненаблюдаемы.

Однако для многих случаев, в том числе и для рассматриваемых в этой работе задач, каждое из уравнений (1.1) достаточно точно можно представить в виде

$$y_i = f_i(X, U) + \psi_i(E). \quad (1.2)$$

Теперь задача математического описания приобретает смысл: необходимо установить вид функции f и оценить функцию ψ .

В этой связи под математической моделью будем понимать именно совокупность функций $f_i(X, U)$. При необходимости оценка возмущающих факторов выделяется в особую задачу.

1.2. Классификация моделей и моделируемых объектов

Модели физические и математические. Моделирование – процесс изучения системы путем ее замены более удобной для экспериментального исследования системой (моделью), сохраняющей существенные черты оригинала. Обычно различают физическое и математическое моделирование.

При физическом моделировании модель воспроизводит изучаемый процесс с сохранением его физической природы. Преимущество физического моделирования перед практическим экспериментом заключается в том, что условия реализации модели могут значительно отличаться от условий, свойственных оригиналу, и выбираются эти условия исходя из удобства и простоты исследования. Однако между оригиналом и моделью должны быть сохранены определенные соотношения подобия, вытекающие из закономерностей физической природы явлений и гарантирующие возможность использования результатов моделирования для оценки свойств оригинала. Поэтому физическое моделирование имеет ограниченную сферу применения.

Более широкими возможностями обладает математическое моделирование, при котором различные процессы исследуют путем изучения явлений, имеющих различное физическое содержание, но описываемых одинаковыми математическими соотношениями. Часто

для этого используются известные аналогии между механическими, электрическими, тепловыми и другими явлениями. Существенным при изучении любого процесса методом математического моделирования является то, что необходимо построить его описание или математическую модель. Вид математической модели в значительной степени определяется свойствами моделируемого объекта и задачами моделирования.

Признаки моделируемой системы. Одним из важнейших признаков моделируемой системы является степень определенности (детерминированная, стохастическая, игровая).

Объект, при описании которого можно пренебречь случайными факторами, называют *детерминированным*. В тех случаях, когда учет случайных факторов является обязательным, объект относят к классу *стохастических*. В данной работе холодильная машина будет рассматриваться как детерминированный объект.

Динамическими называют объекты в тех случаях, когда их изучают с учетом фактора времени.

Если на протяжении определенного отрезка времени характеристики объекта можно считать не зависящими от времени, то их называют *статическими*, а изучаемые объекты относят к классу *стационарных*. Типичным примером стационарного объекта является холодильная машина, работающая в установившемся режиме.

Пространственными аналогами стационарности и нестационарности являются понятия объектов с сосредоточенными и распределенными параметрами. В случаях, когда можно пренебречь различием параметров процесса в разных точках и считать, что все они (температура, давление, концентрация и др.) полностью выравнены по объему, моделируемую систему рассматривают как объект с сосредоточенными параметрами. В описании такого объекта отсутствуют производные по координатам, так как все они равны нулю, что значительно упрощает анализ. В некотором смысле систему с сосредоточенными параметрами можно рассматривать как точку, в которой происходит процесс, так как никаких изменений состояния объекта от точки к точке нет. Если параметры существенно меняются в зависимости от положения точки в объеме, то это объект (и процесс в нем) с распределенными параметрами. Протекание воды, например, через кожухотрубный конденсатор является процессом с распределенными параметрами, так как по ходу движения меняются темпе-

ратура и давление воды. Использование при расчете того же аппарата вычисленного по формуле Нуссельта осредненного коэффициента теплоотдачи при конденсации относит процесс передачи теплоты от хладагента к стенке трубы к классу процессов с сосредоточенными параметрами, так как температуры хладагента и стенки трубы считаются постоянными по всему пространству аппарата.

Классификация моделей СТС. Модель сложной системы всегда должна быть некоторым компромиссом между достаточной простотой представления процессов функционирования моделируемой системы и сложными эффектами, характерными для реальной системы.

Модель, включающая в себя представление всех характеристик и особенностей, теоретически присущих данной реальной системе, называют *изоморфной* моделью. На практике для более или менее сложных систем создание изоморфной модели невозможно.

Сложные системы изучаются с помощью неизоморфных, или *гомоморфных*, моделей, которые несколько упрощенно отражают наиболее существенные характеристики процесса функционирования системы. Одним из основных вопросов, возникающих при использовании и создании гомоморфных моделей, является выбор уровня гомоморфности, т. е. уровня приближения к действительности, при котором ещё можно получить достоверные результаты. Решение этого вопроса определяется как свойствами изучаемого объекта, так и уровнем профессиональной подготовки разработчика.

По одной из существующих классификаций [1, 2] гомоморфные модели делятся на два класса – обобщенные и математические.

Обобщенные модели – это качественные модели, используемые для получения общего представления о процессе функционирования, об элементах (агрегатах) и о целом эффекте системы. Обобщенные модели могут быть двух типов – иконографические и операционно-описательные.

Иконографические обобщенные модели дают общее представление об исследуемой СТС в виде некоторого графического изображения или чертежа. Для холодильной машины иконографическая модель может быть представлена принципиальной или функциональной схемой, а также чертежами общего вида этой машины.

Операционно-описательные модели дают общее представление о процессе функционирования СТС в форме последовательного

словесного описания различных технологических процессов, происходящих в элементах системы. Примером операционно-описательных моделей могут служить технологические регламенты и различная проектно-эксплуатационная документация.

Математическая модель СТС является абстрактным и формальным представлением системы, изучение которого возможно математическими методами, в том числе и с помощью математического моделирования.

Обычно математическая модель СТС представляет собой совокупность математических соотношений в виде формул, уравнений операторов, логических условий или неравенств, которые определяют характеристики состояния системы (физические параметры состояния материальных и энергетических потоков на выходе системы) в зависимости от конструктивных и технологических параметров, параметров состояния элементов и от параметров входных технологических потоков системы. Такая модель является результатом формализации физических процессов, происходящих в системе, т. е. результатом создания четкого формально-математического описания процесса функционирования СТС с необходимой степенью приближения к действительности.

В зависимости от степени изученности системы возможны два подхода к ее математическому описанию – структурный и эмпирический (статистический). Рассмотрим особенности этих подходов.

1.3. Структурные и эмпирические модели

В подразделе 1.1 было условлено понимать под математической моделью систему уравнений

$$y_i = f(X, U). \quad (1.3)$$

Повторим, что эта система выражает зависимость выхода системы от векторов входных воздействий X и U , называемых также её откликом.

Вид функции (1.3) можно получить из двух подходов – структурного и эмпирического.

Сравнительная характеристика двух подходов

Суть *структурного подхода* заключается в следующем: для создания математической модели (ММ) системы исследуется её

структура – составляющие систему элементы и характер их взаимодействия. Применительно к технологическому процессу системы это означает расшифровку его механизма. В результате получается схема процесса, т.е. его мысленная модель.

Мысленная модель холодильной машины является представлением о физическом влиянии термодинамических, механических, гидравлических и других процессов на изменение состояния рабочего вещества и внешних сред в элементах этой машины.

Записав эти представления на языке математики, получают некую систему уравнений, описывающих данный процесс. Обычно на этом этапе уравнения имеют общий вид: в них входят некоторые, пока неизвестные коэффициенты (коэффициенты теплопередачи аппаратов, объёмные и энергетические коэффициенты компрессоров и др.). Эти коэффициенты называют параметрами модели.

Для определения параметров необходимо располагать информационной базой, позволяющей либо подобрать аналитические зависимости, либо использовать подходящие для данного случая экспериментальные данные. Отметим, что процедура поиска теоретических и экспериментальных аналогий может быть формализована и проведена с помощью ПК. Такой автоматизированный поиск является одним из этапов разработки метода автоматизированного построения ММ сложных систем.

Второй подход к описанию системы – *эмпирический*. Другое его распространённое название – метод «чёрного ящика». Этот метод применяется в тех случаях, когда структура интересующей нас системы скрыта от наблюдения (заключена в «чёрный ящик»). Однако это не значит, что о системе нельзя ничего узнать и что ею нельзя управлять. Как бы чёрен ни был ящик, у системы есть внешние контакты, которыми можно воспользоваться для её изучения и управления. Эти контакты – входы и выходы системы. В ходе специально организованного эксперимента изменяют значение входов и определяют, как изменяются при этом соответствующие выходы. По результатам определённого числа опытов подбирают эмпирическое уравнение или систему эмпирических уравнений, которые могут быть использованы для моделирования данной системы и управления ею.

Отметим, что, будучи противоположными, оба подхода образуют тесное единство. В любом реальном случае присутствуют элементы и того, и другого подходов: ни абсолютно структурное, ни аб-

солютно эмпирическое описание невозможно. Тем не менее чаще всего подход к решению той или иной задачи можно охарактеризовать в основном как структурный или эмпирический. Каковы сильные и слабые стороны обоих подходов?

Главное достоинство эмпирического подхода – простота. Особенно существенно это сказывается при изучении очень сложных процессов.

Главная его слабость – малая надёжность экстраполяции. В пределах изменения переменных, изученных в опытах, предсказание поведения процесса (интерполяцию) обычно можно проводить достаточно точно. Но закон изменения функции отклика за изученными пределами неизвестен, и можно допустить серьёзную ошибку, полагая, что процесс по-прежнему обязательно будет подчиняться выведенным эмпирическим уравнениям (особенно часто плохо поддаются экстраполяции температурные зависимости).

Главное достоинство данных, полученных на основе структурного подхода, – большая прогностическая мощь. Изучив достаточно полно физическую сущность какого-либо процесса, можно с большой степенью достоверности предсказывать его поведение в самых разнообразных условиях.

Слабое место структурного подхода – трудность создания хорошей теории сложных процессов. Так, например, при описании одного из основных процессов холодильной машины – кипения маслофреонового раствора в испарителе – приходится считаться с отсутствием на сегодня сколько-нибудь удовлетворительных теоретических методов расчёта коэффициента теплоотдачи.

Структурный подход к математическому описанию системы

При структурном подходе математическое описание теплотехнической системы базируется на фундаментальных законах сохранения энергии и материи. Выражением этих законов являются, соответственно, уравнения энергетического и математического балансов элемента (системы).

Для статических моделей баланс составляется за единицу времени – секунду, а для динамических объектов – за определённый промежуток времени, выбираемый по технологическим соображениям (например, время одного оборота коленчатого вала компрессора, рабочий и нерабочий периоды компрессора и др.).

Для установившегося режима работы теплотехнической системы уравнение материального баланса элемента имеет следующий вид:

$$\sum_{n=1}^n G_n = 0, \quad (1.4)$$

где G – входящие и выходящие массовые расходы с положительными или отрицательными знаками соответственно, кг/с; n – общее число потоков вещества для элемента.

Уравнение энергетического баланса для элемента имеет вид

$$\sum_{n=1}^n G_n I_n + \Delta Q + \sum_{i=1}^i N_i = 0, \quad (1.5)$$

где i – удельная энтальпия n -го вещества, Дж/кг; ΔQ – тепловой поток через наружное ограждение элемента, Вт (знак при ΔQ выбирается по правилу знаков, установленному для входящих и выходящих тепловых потоков); N_i – электрическая или механическая мощность, взятая с соответствующим знаком, Вт.

Процессы, происходящие в холодильных машинах, имеют разную физическую природу, но в основном их количественные зависимости и направленность определяются законами тепломассопереноса, термодинамики, гидродинамики и механики.

Эмпирические модели. Проводя опыты, исследователь чаще всего не знает, в каком виде будет получена функция отклика. В простейшем случае y зависит только от одного фактора x , и о характере функции $y = f(x)$ можно судить «на глаз» по графику. В более сложных случаях имеют дело с несколькими единицами и даже десятками аргументов, и упомянутое решение неприемлемо. В таких случаях пользуются тем, что бóльшую часть функций, встречающихся на практике, можно разложить в ряд Тейлора (степенной ряд).

Неизвестную функцию $F(X, Y)$ можно приближённо вычислить, представив её многочленом (полиномом) – несколькими первыми членами степенного ряда. При этом качество приближения будет определяться величиной остатка ряда – той его части, которая будет отброшена. Для удовлетворительного описания процесса необходимо, чтобы остаток был невелик по сравнению с «шумом». В этом

случае дальнейшее уточнение функции теряет смысл: неизвестно, действительно ли следующие члены отражают уточнение функции или они связаны лишь со случайными ошибками опыта.

Обычно вначале рассчитывают более простые многочлены, отклонение опытных точек от расчётных значений сравнивают со случайной ошибкой эксперимента. Если обе величины одного порядка, то описание считают удовлетворительным. При отклонениях, превышающих случайные ошибки, рассчитывают более сложный многочлен.

Рассмотрим, например, случай, когда y зависит от трёх переменных x_1 , x_2 и x_3 . Первое возможное предположение: y на самом деле не зависит от контролируемых входов и все его отклонения от среднего значения объясняются случайными ошибками:

$$y = b_0 = \bar{y}, \quad (1.6)$$

здесь и далее b – эмпирический коэффициент.

При проверке может оказаться, что отклонение y от средних значений \bar{y} действительно имеет тот же порядок, что и случайная ошибка опытов. В дальнейшем при сходных обстоятельствах можно пользоваться формулой (1.6), т. е. считать y константой.

В противном случае уравнение (1.6) неадекватно и нужно проверить следующее приближение – линейное:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3. \quad (1.7)$$

В ходе проверки может оказаться, что и уравнение (1.7) тоже неадекватно. Тогда результаты опытов обрабатывают в виде многочлена второго порядка:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3. \quad (1.8)$$

При неадекватности этого уравнения можно проверить многочлен третьего порядка и так далее.

По мере роста порядка многочлена точность описания растёт, но одновременно усложняется трактовка модели – анализ влияния

каждого входа. Кроме того, чем больше коэффициентов (b) содержит уравнение, тем больше опытов необходимо провести для их нахождения: минимальное число опытов равно числу коэффициентов, а для возможности оценки адекватности нужно провести больше опытов, чем число коэффициентов.

Следовательно, для получения линейной модели (1.7) опытов должно быть не менее четырёх, для модели (1.8) – не менее десятка, а для модели третьего порядка с тремя аргументами минимальное число опытов равно двадцати. Уравнение выше третьего порядка при двух или более аргументах на практике встречается редко.

Представление эмпирических зависимостей многочленами встречается наиболее часто. Это связано с тем, что математические свойства таких приближённых формул хорошо изучены и с ними удобно обращаться. Однако в ряде случаев наиболее целесообразно применять уравнения, содержащие функции иных классов.

Такая зависимость часто встречается, когда при равенстве нулю хотя бы одного из аргументов x функция y также становится равной нулю. Например, известна зависимость критерия Нуссельта от критерия Рейнольдса и Прандтля, причём практически $Nu \rightarrow 0$ при $Re \rightarrow 0$ или при $Pr \rightarrow 0$. Здесь и в ряде случаев оказывается удобной степенная функция, которая для приведённого примера имеет известный вид

$$Nu = A Re^m Pr^n. \quad (1.9)$$

Отметим, что для расчёта параметров A , m и n по опытными данным уравнение (1.9) стандартными приёмами преобразовывают в линейный многочлен. После логарифмирования обеих частей (1.9) получаем:

$$\ln Nu = \ln A + m \ln Re + n \ln Pr.$$

Введя обозначения $\ln Nu = y$; $\ln A = b_0$; $m = b_1$; $\ln Re = x_1$; $n = b_2$; $\ln Pr = x_2$, получаем уравнение, линейное относительно коэффициентов b_i :

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2.$$

Заметим, что для наиболее точного определения значений коэффициентов b_0, b_1, \dots, b_i используют положения теории эксперимента.

1.4. Некоторые особенности моделей и задач математического моделирования

О точности моделей. Одна и та же сложная система может описываться разными моделями, каждая из них отражает только какую-то одну сторону изучаемой системы. Можно сказать, что модель – это взгляд на сложную систему под заранее выбранным углом зрения. Модель в этом случае «ведёт себя» в каком-то смысле так же, как описываемая ею система, а в каком-то ином иначе, так как модель неидентична описываемой системе. По образному выражению В.В. Налимова [3], автора ряда работ по теории эксперимента, «модель есть просто метафора» (аналогия, сходство, сравнение). Может возникнуть вопрос: для чего же необходимо строить метафоры сложных теплотехнических систем и, в частности, холодильных машин?

Опыт показывает, что основной, если не единственный, способ познания объектов (в том числе и живых) – построение моделей, но не произвольных, а содержательных, дающих возможность выпукло увидеть какие-то интересные или нужные исследователю стороны изучаемого явления, объекта, процесса, оставив в тени другие моменты. С иных позиций последние уже могут оказаться более важными, и тогда нужно строить другую модель.

Для примера рассмотрим три упрощённых модели одного и того же объекта – холодильной машины с рассольной системой охлаждения.

Графическая зависимость $Q_0 = f(t_{s2}, t_{w1})$ – модель ХМ, широко используемая для выбора холодильного агрегата, отвечающего требованиям технического задания при проектировании.

Схема застропки холодильного агрегата, данные о его габаритных размерах и массе – другой вид обобщённой модели ХМ, необходимой для изготовления тары, выбора транспортного средства, проведения погрузочно-разгрузочных работ.

Наконец, картонный прямоугольник с успехом выполняет роль модели ХМ для решения вопроса о наиболее рациональном размещении холодильного оборудования в предназначенном для него помещении.

Важной особенностью математической модели является то, что часто имеет смысл пользоваться упрощённой моделью даже

в том случае, когда существует более совершенная. Это связано с тем, что, чем проще модель, тем легче сделать на её основе количественные выводы.

Зачастую бывает, что уточнение, полученное при использовании более сложной модели, не оправдывает усложнения. Иногда этим уточнением вообще можно пренебречь. Разумеется, необходимость точного описания объекта обуславливает применение сложных моделей. В этих случаях получение полноценного математического описания – трудная задача, требующая большой работы. Но результат может оправдать все затраты.

Сложность ММ определяется, как правило, сложностью составляющих её уравнений и прежде всего их числом и типом. Дифференциальные уравнения решать, как правило, сложнее, чем алгебраические; уравнения в частных производных – сложнее, чем обыкновенные дифференциальные уравнения. Значительные трудности могут быть связаны с переходом от линейных к нелинейным уравнениям. Кроме типа уравнений сложность модели определяется числом входящих в неё параметров – коэффициентов, учитывающих те или иные особенности объекта.

Параметры модели. Значения параметров характеризуют свойства данного конкретного объекта, отличающие его от других объектов того же класса. Чем больше параметров входит в модель, тем подробнее и точнее удаётся описать объект. На одном полюсе здесь выступают предельно идеализированные модели, такие как идеальный газ; абсолютно упругое тело; обратимые термодинамические процессы и т. п. В этом случае уравнение либо вообще не содержит параметров, включая лишь универсальные константы (идеальный газ), либо сводит число параметров к минимуму (модуль упругости в законе Гука, показатель адиабаты в изоэнтропных процессах). Эти идеализированные модели почти полностью игнорируют конкретные свойства объектов.

На другом полюсе – сложные многопараметрические модели, учитывающие многие конкретные свойства. Такие модели наряду с достоинством – точностью описания объекта – имеют и ряд существенных недостатков. Прежде всего, сложную модель трудно обрабатывать. При включении её в модели более высоких иерархических уровней может получиться такое сложное описание, что его реализация окажется затруднительной. Другой недостаток связан с тем,

что, чем сложнее зависимость, тем труднее представить себе, как она выглядит в целом.

Построение модели есть результат человеческой деятельности, и наглядность модели принципиально важна как для исследователя, так и для заказчика. Работа с наглядными, т. е. привычными, представлениями предупреждает ряд ошибок (или облегчает их поиск) и позволяет использовать различные ассоциации при трактовке результатов. Так, например, противоречащий физическому смыслу термин «холодопроизводительность компрессора» позволяет наглядно представить точку совместной работы компрессора с другими элементами холодильной машины. По аналогии, производительность воздушного компрессора может оцениваться в квадратных метрах разрушаемого асфальтового покрытия в час, если этот компрессор предназначен для привода пневмозубила для дорожных работ. И в этом случае точка совместной работы элементов, одной из координат которой является площадь асфальта, позволит согласовать производительность компрессора и пневмоинструментов.

Ещё одна трудность применения многопараметрических моделей – это чувствительность к ошибкам опытов. Чем больше параметров, тем более точный эксперимент требуется для достижения соответствующей точности оценки этих параметров. При структурном подходе и при сравнительно невысокой точности эксперимента может возникнуть специфическая опасность потери физического смысла: можно получить неверные значения параметров, хотя модель в целом будет давать достаточно точное совпадение с опытными данными [4].

Это происходит потому, что ошибки в значении разных параметров взаимно компенсируются и параметры модели получают смысл подгоночных коэффициентов, назначение которых – привести в соответствие данные и модель. Уравнение становится эмпирическим, о чём исследователь может и не знать.

Основной вывод из сказанного следующий: при необходимости высокой точности описания применяют многопараметрические модели, но тогда эксперимент должен отличаться высокой точностью и большим объемом. При более низких требованиях к точности целесообразно использовать простейшую из моделей, обеспечивающих заданную точность. Однако во всех конкретных случаях необ-

ходимо конкретное рассмотрение вариантов, т. е. дать непогрешимый рецепт на все случаи жизни невозможно.

Лимитирующие стадии. Многие интересующие нас процессы имеют зачастую ступенчатый характер, т. е. распадаются на ряд этапов, стадий или находятся под воздействием ряда факторов. Описание и анализ многоступенчатого процесса можно существенно упростить в тех случаях, когда удаётся выделить ограничивающий фактор, называемый в литературе лимитирующей стадией.

В ней можно выделить два признака:

1) это соотношение скоростей, производительностей или мощности каждой из стадий;

2) отдельные стадии могут воздействовать на процесс последовательно или параллельно. При последовательном расположении стадий лимитирует самая медленная (наименее производительная), а при параллельном, наоборот, – самая производительная.

Примером последовательного расположения и влияния стадий является прохождение теплового потока в теплообменном аппарате поверхностного типа. Здесь тепловой поток последовательно преодолевает ряд термических сопротивлений (перехода, стенки, загрязнений), причём наибольшее из них является лимитирующей стадией, на которую нужно воздействовать в первую очередь для того, чтобы увеличить коэффициент теплопередачи. Такое воздействие осуществляют путём оребрения наружной или внутренней поверхности труб в воздухоохладителях и испарителях с внутритрубным кипением при соответственном нанесении на рабочую поверхность пористого покрытия со стороны наименьшего коэффициента теплоотдачи и другими способами.

Примером параллельного расположения и влияния стадий является возвращение масла в картер аммиачного компрессора. Оно происходит по двум каналам, а именно – из маслоотделителя и со всасываемым паром.

Первый путь намного производительнее, и поэтому для заметного улучшения возврата масла следует совершенствовать конструкцию маслоотделителя. Для сравнения отметим, что при хорошей взаимной растворимости рабочего вещества и масла (например, хладон 22 и масло ХФ22с–16) холодильная машина может быть выполнена как в варианте с маслоотделителем, так и без него. При этом всасывающий трубопровод становится преобладающим или единственным

путём для возвращения масла из испарителя в компрессор. Здесь уже к всасывающей линии предъявляется ряд специальных требований, таких как её наклон в сторону компрессора, установка гидравлических затворов при нижнем расположении испарителя, расчёт диаметра трубы на вертикальном участке и т. д.

Заметим, что влияние отдельных независимых переменных (факторов) можно установить только при изучении хорошо организованных систем. При их исследовании используется методология однофакторного эксперимента. В основе этой методологии лежит предположение о том, что исследователь может с любой степенью точности стабилизировать все независимые переменные своей системы. Затем, поочерёдно варьируя некоторые из них, он устанавливает интересующие его зависимости и представляет результаты исследования хорошо интерпретируемыми функциональными связями.

Плохо организованными, или диффузными, называют системы, в которых нельзя определённо выделить отдельные явления, разграничить действие переменных различной физической природы. Можно предположить, что любая более или менее сложная холодильная система (холодильное хозяйство мясокомбината, молокозавода и др.) является диффузной. При оценке количественных показателей её работы – холодопроизводительности, мощности, температуры и влажности воздуха в охлаждаемых помещениях и т. д. – надо одновременно учитывать такие не поддающиеся в реальных условиях учёту факторы, как теплопередача, аэродинамические и гидродинамические процессы и ряд других.

Ещё одним примером задачи с плохой структурой является определение числовых показателей надёжности (наработка на отказ, гамма-процентный ресурс до списания и т. д.). Здесь также трудно выделить доминанту из ряда таких разнородных факторов, как химический состав материалов деталей, зазоры в сопрягаемых парах, температурно-вязкостная характеристика смазочного масла и т. д. Анализ этих систем проводят с привлечением теории эксперимента, идей и методов теории вероятностей и математической статистики.

Задачи исследования системы. Совокупность задач, возникающих при исследовании сложных систем, разбивается на их анализ и синтез при заданных характеристиках внешней среды.

Задача анализа – изучение поведения и свойств системы при заданных структуре и параметрах. Часто анализ сводится к расчёту

значений показателя качества функционирования – коэффициента полезного действия, холодильного или теплового коэффициентов и других. Для холодильной машины задача анализа состоит в расчёте выходных параметров – холодопроизводительности, мощности, холодильного коэффициента, которые зависят от внешних условий, а также от заданной схемы машины и конструктивных параметров её элементов.

Задача синтеза заключается в выборе оптимальных факторов – структуры и параметров системы с учётом ограничений – или отыскании структуры и параллельной системы, обеспечивающих заданное значение показателя функционирования.

В исследовании системы можно выделить следующие этапы:

- формулировка задачи исследования, заключающаяся в определении основной цели и условий;

- содержательное описание и точная постановка задачи, связанные с выявлением основных факторов и отношений между ними, с выбором критерия эффективности;

- формализация задачи, состоящая в разработке модели системы и аналитическом представлении выбранного критерия;

- исследование разрешимости задачи, заключающееся в оценке принципиального выбора метода решения, который зависит от характера модели (детерминированный или стохастический), в анализе технической осуществимости;

- разработка алгоритма решения задачи, т. е. конечного упорядоченного набора точных правил, указывающих, какие действия и в каком порядке необходимо выполнить, чтобы после конечного числа шагов получить решение;

- реализация разработанного алгоритма на ПК;

- анализ и использование результатов.

При решении задач анализа и синтеза проводят обычно многовариантные расчёты, которые делятся на два типа – проектные и проверочные. Эти типы расчётов зависят от величин, которые выбраны в качестве выходных.

Проектным расчётом называют такой, цель которого состоит в определении требуемых размеров компрессора или аппарата, причём те показатели, которые предполагается получить, содержатся в исходных данных.

Поверочным расчётом определяют показатели режима работы элемента ХМ при заданных конструктивных и некоторых других его параметрах.

Отметим следующее важное обстоятельство: во многих случаях целесообразно свести проектный расчёт к серии поверочных, т. е. задаться рядом типоразмеров рассчитываемого элемента, для каждого из них рассчитать достижимые показатели, а затем выбрать наилучший размер. Такая схема не только имеет очевидное преимущество при реализации расчёта на ПК – повышение массовости алгоритма, – но является наиболее рациональной для ориентировочного расчёта таких аппаратов, как оросительные и испарительные конденсаторы, мокрые воздухоохладители и др.

2. ПОСТРОЕНИЕ МОДЕЛЕЙ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ФУНКЦИОНИРУЮЩИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

2.1. Описание технического объекта и задача его исследования

Структура и параметры объекта. В зависимости от конкретных условий объём описания технического объекта (ТО) может составлять от нескольких единиц до нескольких сотен томов технической документации. В технической литературе по проблемам инженерного творчества приводится следующая структура описания ТО: потребность или функция ТО; техническая функция; функциональная структура; физический принцип действия; техническое решение; проект. Остановимся на тех фрагментах описания, которые необходимы для дальнейшего изложения материала, а именно – на структуре и параметрах ТО, на действующих факторах, показателях функционирования и задачах исследования.

Структура системы – это широкое понятие, характеризующее способ организации элементов путём установления между ними взаимосвязи в систему с определёнными свойствами. Структура и свойства элементов определяют индивидуальные характеристики системы и позволяют рассматривать её как целостное образование.

В описании структуры холодильной машины целесообразно указать её тип в зависимости от физического принципа действия и вида потребления энергии, а также состав и тип элементов. При этом широко используют схемы и циклы работы ХМ в термодинамических диаграммах.

На рис. 2.1 показаны функциональная схема и цикл работы ХМ в диаграмме энтальпия – давление.

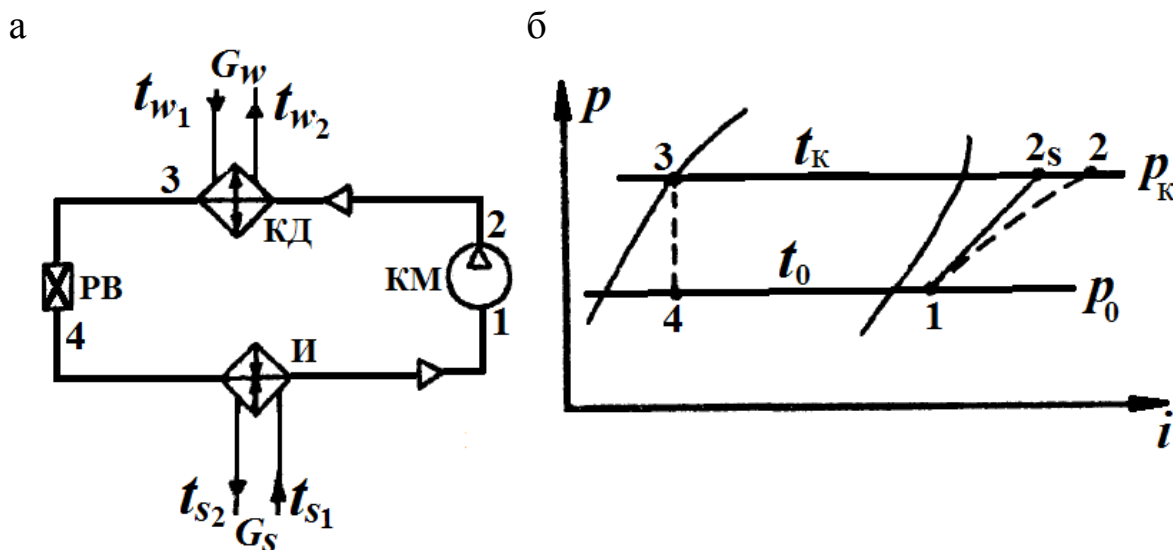


Рис. 2.1. Функциональная схема (а) и термодинамический цикл (б) холодильной машины

Кратко структуру этого объекта можно определить следующим образом: паровая компрессорная аммиачная одноступенчатая холодильная машина без переохладителя, имеющая в своём составе поршневой компрессор с электроприводом, теплообменные аппараты горизонтального кожухотрубного типа – конденсатор водяного охлаждения и рассольный испаритель затопленного типа, а также регулирующий вентиль [5, 6].

Для элементов машины приняты следующие обозначения: И – испаритель, КМ – компрессор, КД – конденсатор и РВ – регулирующий вентиль.

Описываемая ХМ предназначена для охлаждения массового потока хладоносителя (рассола) G_s от начальной температуры t_{s1} до конечной t_{s2} ; при этом поток воды G_w нагревается в конденсаторе в интервале температур от t_{w1} до t_{w2} .

Наиболее важными показателями функционирования ХМ являются холодопроизводительность, потребляемая мощность и холодильный коэффициент (первые два показателя называют основными, а последний – производным).

Холодопроизводительность и другие показатели являются функцией от ряда переменных, называемых параметрами. Для удобства описания и анализа все параметры условно разделены на три группы, а именно: конструктивные, физические и технологические.

Конструктивные параметры объединяют структурные и геометрические характеристики объекта. Структурные параметры определяют вид технологической схемы холодильной машины, тип и конфигурацию элементов системы, способы их соединения между собой и т. д. Эти параметры имеют описательный характер, и для их формализации обычно применяют коды. К геометрическим параметрам будем относить такие, как теоретический объём, описанный поршнем компрессора, площади поверхности теплопередачи аппаратов, число труб и др.

К *физическим параметрам* отнесём термодинамические показатели рабочего вещества и внешних сред (температуру, давление, энтальпию и т. д.), теплофизические коэффициенты: теплопроводность, удельную теплоёмкость, вязкость и ряд других параметров.

К *технологическим параметрам* отнесены массовые потоки холодильного агента и внешних сред; объёмные и энергетические коэффициенты компрессора; коэффициенты теплопередачи и теплоотдачи рабочих сред в аппаратах, коэффициенты гидравлических сопротивлений и другие.

Система и её среда. Ранее было сказано о том, что понятие система ограничивает некоторое множество элементов. При этом предполагается, что за пределами системы может существовать множество элементов, с которыми она взаимодействует. Это множество принято называть внешней средой. Элементы, не взаимосвязанные с системой, не являются частями её среды.

Система, не имеющая внешней среды, называется *изолированной*. В реальном мире не существует изолированных систем, поэтому концепция изолированности в решении конкретных проблем используется редко.

Систему, имеющую внешнюю среду, называют *открытой*. Холодильная система является открытой системой, и при её описа-

нии в первую очередь решают вопрос о том, какие элементы включить в систему, а какие отнести к внешней среде. Универсальных правил для решения этого вопроса не существует.

Разделение множества взаимосвязанных элементов системы и внешней среды основывается на точке зрения исследователя, которую формирует характер решаемой проблемы, существенность взаимосвязей между множеством рассматриваемых элементов, а также индивидуальность мышления исследователя.

Определяя объект как систему, исследователь с указанных позиций выделяет её из внешней среды, определяет активно действующие факторы и исключает из рассмотрения те из них, которые слабо влияют на исследуемые выходы системы.

Рассмотрим внешнюю среду холодильной машины применительно к задаче моделирования её статических характеристик. Ограничим систему комплексом элементов и их связями (см. рис. 2.1, а). К внешней среде отнесём источники теплоты низкого и высокого потенциалов и источник электроэнергии. Конструктивные параметры ХМ считаем заданными.

К внешним входным параметрам отнесём температуру рассола на входе в испаритель t_{s1} , воды на входе в конденсатор t_{w1} , воздуха в помещении $t_{пом}$, соответственно массовые потоки рассола и воды G_s и G_w , а также напряжение на клеммах электродвигателя U (рис. 2.2).

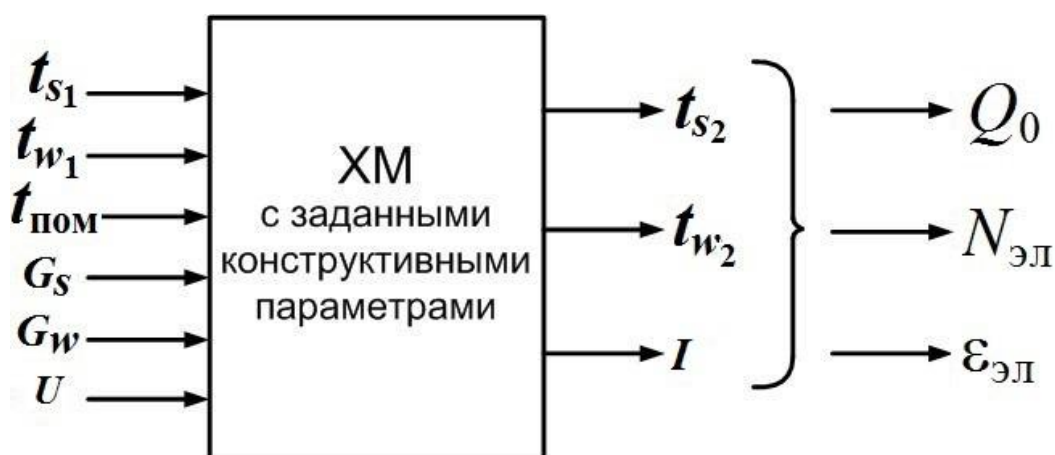


Рис. 2.2. Параметры взаимодействия холодильной машины с внешней средой

При расчёте характеристик ХМ влиянием теплопередачи через наружные стенки элементов обычно пренебрегают, тогда температура $t_{\text{пом}}$ может быть исключена из списка входных параметров.

В тех случаях, когда в трубах аппаратов исследуется влияние скоростей рассола и воды на холодопроизводительность и другие показатели работы ХМ, при расчёте характеристик варьируют параметры G_s и G_w , в этом случае их можно рассматривать как управляющие факторы.

Холодильная машина как технологический оператор воспринимает входные воздействия и преобразовывает их в выходы (отклик).

Установление функции такого преобразования и является задачей моделирования характеристик ХМ.

К выходным параметрам относятся температура t_{s2} , t_{w2} и сила тока в цепи электродвигателя I . Выходные параметры дают возможность определить холодопроизводительность, потребляемую мощность и другие показатели ХМ.

Отметим, что воздействие вещества в виде потоков однозначно характеризуется одним поточным и двумя термодинамическими параметрами. Так, например, входящий поток воды имеет следующие параметры: массовый поток G_w , энтальпию i_{w1} и давление p_{w1} . По этой причине потоки вещества называют трёхпараметрическими связями. Так, потоки механической и электрической энергии определяются одним параметром – мощностью; это однопараметрические связи.

В практических расчётах энтальпии воды и хладоносителей обычно заменяют произведением температуры на удельную теплоёмкость вещества при средней его температуре, т. е. $i_{s1} = t_{s1} \cdot c_s$, $i_{s2} = t_{s2} \cdot c_s$ и т. д.

Показатели функционирования. Обязательным элементом описания технического объекта является определение его показателей функционирования.

Показатели функционирования дают количественную и качественную оценки работы сложной системы. При этом используют одновременно большое число различных показателей, характеризующих степень приспособленности системы к выполнению поставленных перед нею задач.

Таковыми показателями могут быть, например, стоимость производства и эксплуатации, вероятность выполнения основной задачи, надёжность, живучесть, устойчивость, вредные выбросы в окружающую среду.

Существует ряд требований, которым должен удовлетворять показатель:

- 1) характеризовать не отдельные свойства системы, а систему как единое целое;
- 2) иметь возможность получения количественной оценки с требуемой достоверностью;
- 3) иметь чёткие границы области изменения показателя;
- 4) зависеть от структуры системы, значений её параметров, характера взаимодействия с внешней средой.

Для холодильной машины показателями функционирования являются следующие параметры: холодопроизводительность, потребляемая мощность, холодильный коэффициент, коэффициент обратимости, приведённые годовые затраты на эксплуатацию и др.

Задачи исследования. Одну из типовых задач исследования холодильной машины можно сформулировать как определение параметров зависимости холодопроизводительности, потребляемой мощности, холодильного коэффициента и коэффициента обратимости от входных показателей, а также от структуры и конструктивных параметров холодильной машины и её элементов.

Эта задача в формализованном виде может быть записана так:

$$Q_0 = f_1 S^{xM}, S^{KM}, S^{KD}, S^{PB}, S^И, G_s, G_w, t_{s1}, t_{w1} = f_1 S, G, t ; \quad (2.1)$$

$$N_{эл} = f_2 S, G, t ; \quad (2.2)$$

$$\varepsilon_{эл} = f_3 S, G, t ; \quad (2.3)$$

$$\eta_{обр} = f_4 S, G, t ; \quad (2.4)$$

$$t_{w1}^{min} < t_{w1} < t_{w1}^{max} ; \quad (2.5)$$

$$t_{s1}^{min} < t_{s1} < t_{s1}^{max} ; \quad (2.6)$$

$$G_s^{\min} < G_s < G_s^{\max}; \quad (2.7)$$

$$G_w^{\min} < G_w < G_w^{\max}, \quad (2.8)$$

где $S^{\text{ХМ}}, S^{\text{КМ}}, S^{\text{КД}}, S^{\text{РВ}}, S^{\text{И}}$ – совокупность конструктивных параметров холодильной машины: компрессора, конденсатора, регулирующего вентиля и испарителя соответственно.

Последние четыре неравенства ограничивают пределы изменения входных температур и массовых потоков воды и рассола.

Зависимости (2.1) – (2.4) называют внешними характеристиками холодильной машины.

Другой типовой задачей исследования холодильной машины является анализ энергетических потерь, происходящих в элементах ХМ из-за отклонения процессов от идеальных. Иначе, это определение перерасхода мощности на привод компрессора из-за термодинамического несовершенства процессов в компрессоре, конденсаторе и других элементах.

Результаты такого анализа назовём внутренними характеристиками холодильной машины.

Основное внимание в данной работе уделено зависимости (см. формулу (2.1)).

Концептуальная модель. При построении математической модели используют так называемую концептуальную модель. Её появлению предшествует создание математической модели.

Концептуальная модель представляет собой описание основных концепций, физических принципов, допущений и предположений, которые образуют основу создания математической модели. Предположения о возможных аппроксимациях, осреднённых данных, вводимых в математическую модель, определение основных факторов, влияющих на исследуемую систему, также входят в концептуальную модель.

Концептуальные модели могут изображаться в текстовом виде или в виде схем, но обязательно должны отражать наши представления об исследуемом объекте, о явлениях и процессах, протекающих при функционировании исследуемого объекта, их связях между собой.

Одним из важных понятий при описании системы является понятие её состояния. Состояние системы в данный момент времени

или в течение определённого периода времени характеризуется значениями существенных для решаемой задачи параметров системы.

При изучении сложных систем весьма эффективно применяют концепцию идеального объекта. Например, концептуальная модель идеального газа позволила получить удобные для расчёта уравнения состояния не только идеальных, но и реальных сред. Теория компрессоров объёмного принципа действия базируется на концепции идеального компрессора и так далее.

Основные концептуальные положения моделирования характеристик холодильной машины также целесообразно рассмотреть для её простейшей схемы и теоретического цикла (см. рис. 2.1). Отметим следующие особенности схемы и цикла:

- в трубопроводах, соединяющих элементы, не происходит изменения состояния рабочего вещества (передача сигнала по каналам связи происходит без искажения). В дальнейшем будет показано, что при необходимости учёта влияния какого-либо участка трубопровода на состояние рабочего вещества этот участок рассматривается как самостоятельный элемент;

- перегрев хладагента на всасывании является величиной заданной и постоянной для всех режимов работы, что может быть обеспечено соответствующей работой регулирующего вентиля;

- переохлаждение хладагента ниже температуры конденсации равно нулю также для всех режимов;

- холодильная машина функционирует под воздействием внешних факторов и при неизменности входных параметров в течение неопределённого длительного времени достигает установившегося состояния. При изменении хотя бы одного из входных параметров изменяется и состояние объекта.

При заданных значениях G_w , G_s , t_{s1} , t_{w1} состояние холодильной машины однозначно определяется температурами кипения, конденсации, а также расходом рабочего вещества, т. е. параметрами t_0 , t_k и G_a соответственно.

Отсюда следует, что основу математического описания ХМ составляют уравнения характеристик элементов, выражающие зависимость расхода рабочего вещества через конкретный элемент от совокупности всех его внешних и внутренних параметров.

Для получения решаемой системы уравнений к указанным зависимостям добавляются уравнения, устанавливающие соотношения между расходом рабочего вещества в отдельных, соединённых между собой элементах. При этом учитывают, что элементы, соединённые последовательно, имеют одинаковый расход рабочего вещества, а при параллельном соединении элементов составляют материальный баланс для точек ветвления. Приведённые выше рассуждения иллюстрируют известное из теории моделирования положение: математическая модель сложной системы состоит из математических моделей её элементов и математической модели их взаимодействия. Рассмотрим практическую реализацию этого положения на примере наиболее простых схем и конструкции холодильной машины.

2.2. Одноступенчатая холодильная машина с теплообменными аппаратами и с естественной циркуляцией внешних сред

Описание элементов. В состав ХМ включены следующие элементы: поршневой компрессор открытого типа, воздушный конденсатор с естественной циркуляцией воздуха, испаритель – батарея непосредственного охлаждения. При таком варианте конструкций аппаратов из рассмотрения исключаются расходы внешних сред G_s и G_w .

Система основных уравнений описания ХМ имеет вид:

$$G_a^И = k_И F_И \frac{t_{\text{кам}} - t_0}{i_1 - i_4} ; \quad (2.9)$$

$$G_a^КД = k_К F_К \frac{t_К - t_{\text{возд}}}{i_2 - i_3} ; \quad (2.10)$$

$$G_a^КМ = \frac{\lambda V_T}{v_1} ; \quad (2.11)$$

$$G_a^И = G_a^КМ = G_a^КД , \quad (2.12)$$

где $t_{\text{кам}}$ – температура воздуха в охлаждаемом помещении (камере); $t_{\text{возд}}$ – температура воздуха, отводящего тепловой поток конденсатора; i_1, i_2, i_3, i_4 – энтальпии узловых точек цикла, обозначенных на рис. 2.1, б.

Коэффициенты теплопередачи конденсатора и испарителя k_k и $k_{и}$ могут быть идентифицированы одним из следующих способов:

1) принятие осреднённого значения, постоянного для всех режимов;

2) использование существующих расчётных зависимостей;

3) аппроксимация опытных данных для однотипных аппаратов.

Осреднённые значения коэффициентов теплопередачи холодильных аппаратов приведены в табл. 2.1 [7].

Таблица 2.1

Характеристика теплообменных аппаратов

Тип теплообменного аппарата	$q_{F,op}$, Вт/м ²	$k_{F,op}$, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	θ_m , °С	Скорость среды внутри трубок, м/с	Скорость среды в межтрубном пространстве, м/с	Коэффициент оребрения трубок
Конденсаторы: кожухотрубные и кожухозмеевиковые хладоновые с медными накатными трубами;	2300–4000	400–1000	4–8	0,75–2,5	–	2,7–4
хладоновые с воздушным охлаждением (с вентилятором)	230–350	23–42	8–15	–	3,5–10	9–15
Испарители: кожухотрубные хладоновые затопленные с накатными рёбрами;	1000–2500	200–400	5–7	0,75–2,5	–	2,8–4,5
кожухотрубные и кожухозмеевиковые с кипением в трубах с внутренним оребрением	1000–5000	300–700	8–10	–	0,2–0,7	–

Тип теплообменного аппарата	$q_{F,op}$, Вт/м ²	$k_{F,op}$, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	θ_m , °С	Скорость среды внутри трубок, м/с	Скорость среды в межтрубном пространстве, м/с	Коэффициент оребрения трубок
Воздухоохладители непосредственного испарения с ребристыми трубами	120–400	15–37	7–12	0,05–1,3	2–8	5–25
Батареи охлаждающие испарительные и рассольные ребристые	23–90	3,5–8	7–15	0,1–1	–	8–19
Теплообменники регенеративные кожухозмеевиковые хладоновые гладкотрубные	2500–6000	120–185	20–30	0,8–1,2	6	–

Коэффициенты теплопередачи для аммиачных батарей и воздухоохладителей непосредственного испарения даны в табл. 2.2 [7].

Коэффициент подачи компрессора λ определяют обычно либо по расчётным зависимостям, либо аппроксимацией опытных данных для однотипных машин. В последнем случае получают зависимость $\lambda = f \pi$, используя один из известных способов аппроксимации, например, метод наименьших квадратов.

Для примера на рис. 2.3 представлена зависимость коэффициентов подачи компрессоров П110 и П220 при их работе на R717 и R22.

Из рис. 2.3 видно, что обе зависимости достаточно точно аппроксимируются прямой линией. Её уравнение имеет следующий вид:

$$\lambda = a_0 + a_1 \pi, \quad (2.13)$$

где $\pi = \frac{P_k}{P_0}$.

Соответствующий расчёт привёл к следующим результатам: для R717 $a_0 = 1$, $a_1 = -0,05$; для R22 $a_0 = 0,986$, $a_1 = -0,0433$.

Таблица 2.2

Характеристика аммиачных батарей и воздухоохладителей

Испаритель	Температура, °С	$k_{нар}$, Вт/(м ² ·К) при непосредственном охлаждении	$k_{нар}$, Вт/(м ² ·К) при рассольном охлаждении
Батареи:	Воздуха в камере:		
потолочная	±0	6,0	5,8
двухрядная;	-20	4,8	4,5
потолочная	±0	6,5	6,2
однорядная;	-20	5,2	4,9
пристенная	±0	4,9–4,4	4,6–4,0
	-20	3,8–3,4	3,5–3,1
Воздухоохладители:	Кипения:		
из оребренных труб	-40	11,6	—
38×3 мм при поперечном движении	-20	12,8	—
воздуха со скоростью	-15	14,0	—
3–5 м/с;	±0 и выше	17,5	—
из гладких труб	—	35–43	—

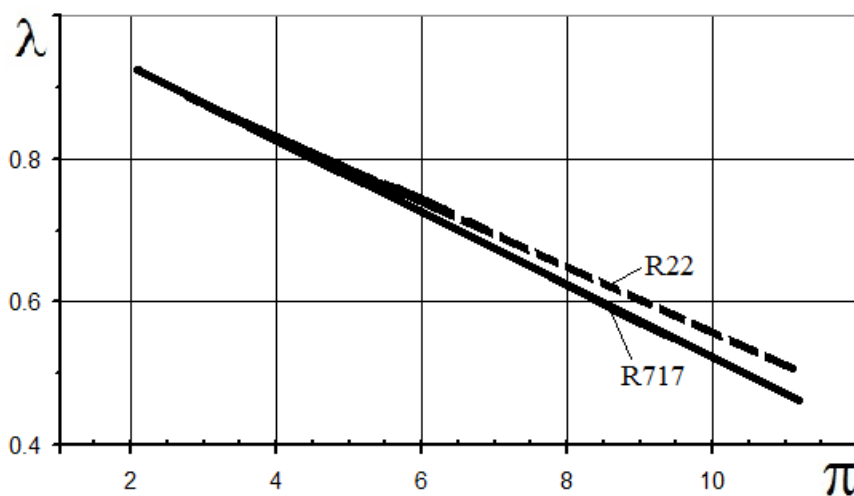


Рис. 2.3. Значения коэффициента подачи компрессоров П110 и П220: R717 – сплошная линия; R22 – штриховая линия

Ориентировочное значение коэффициента подачи можно определить по уравнению [6]:

$$\lambda = \lambda_i \cdot \lambda'_w = \left[\frac{p_0 - \Delta p_0}{p_0} - c \left(\frac{p_k + \Delta p_k}{p_0} - \frac{p_0 - \Delta p_0}{p_0} \right) \right] \frac{T_0}{T_k}, \quad (2.14)$$

где λ_i – индикаторный коэффициент подачи; λ'_w – коэффициент подогрева с учётом потерь от неплотностей; $\Delta p_0, \Delta p_k$ – депрессии на всасывании и нагнетании; c – относительный мёртвый объём; T_0, T_k – температуры кипения и конденсации, К.

Депрессии на всасывании и нагнетании можно приближённо определить так:

$$\Delta p_0 = \beta_0 \cdot p_0 \text{ и } \Delta p_k = \beta_k \cdot p_k,$$

где $\beta_0 = 0,05 \dots 0,1$ и $\beta_k = 0,1 \dots 0,15$ – для хладоновых компрессоров; $\beta_0 = 0,03 \dots 0,05$ и $\beta_k = 0,05 \dots 0,07$ – для аммиачных компрессоров.

После алгебраических преобразований выражения, стоящего в квадратных скобках уравнения (2.14), получаем зависимость

$$\lambda = \left[1 + c \quad 1 - \beta_0 \quad -c \pi \quad 1 + \beta_k \right] \frac{T_0}{T_k}. \quad (2.15)$$

Положим: $t_0 = -20$ °С; $t_k = 30$ °С; $c = 0,045$; $\beta_0 = 0,03$; $\beta_k = 0,05$. Тогда для аммиака $\pi = 6,145$ и коэффициент подачи из выражения (2.15) равен

$$\lambda = 1 + 0,045 \quad 1 - 0,03 \quad -0,045 \cdot 6,145 \quad 1 + 0,05 \quad \frac{253}{303} = 0,6.$$

Отклонение вычисленного значения коэффициента подачи λ от значения, полученного по рис. 2.3, составляет приблизительно 12 %, что не превышает погрешности опытных данных.

Выражение (2.15) целесообразно использовать для аппроксимации экспериментальных данных. В этом случае значения β_0 и β_k определяют специальным расчётом.

При известных температурах t_0 и t_k определяют состояние хладагента во всех узловых точках цикла (см. рис. 2.1, б), кроме точки 2.

Энтальпию в этой точке определяют исходя из приближительного равенства изоэнтропийного и индикаторного КПД компрессора:

$$\eta_s = \eta_i = \frac{i_{2s} - i_1}{i_2 - i_1} \quad \text{и} \quad i_2 = i_1 + \frac{i_{2s} - i_1}{\eta_s}.$$

Наиболее надёжный способ выбора значений η_s и η_i – использование экспериментальных данных.

В первом приближении индикаторный КПД можно определить по формуле Левина

$$\eta_i = \frac{T_0}{T_k} + bt_0,$$

где b – числовые коэффициенты: для R717 – $b = 0,001$; для R22 и R12 – $b = 0,0025$.

Полученная система уравнений позволяет установить состояние ХМ, т. е. параметры G_a , t_0 и t_k в зависимости от различных температур внешней среды $t_{\text{кам}}$ и $t_{\text{возд}}$. В свою очередь параметры G_a , t_0 и t_k могут быть использованы для получения внешних и внутренних характеристик холодильной машины.

Значения термодинамических параметров хладагента, а именно энтальпии, давления, удельного объёма и энтропии, вычисляются с помощью специальных программ, описывающих термодинамические свойства заданного рабочего вещества. Подробное изложение этого вопроса, а также моделирование характеристик центробежных компрессоров содержатся в работе [8].

Неравенства (2.31) и (2.32) накладывают ограничения на интервалы изменений температур воздуха в холодильной камере и окружающего конденсатор воздуха.

Объединение рассмотренных зависимостей приводит к следующей системе уравнений:

$$\text{Испаритель} \quad \left\{ \begin{array}{l} G_a = k_{\text{и}} F_{\text{и}} \frac{t_{\text{кам}} - t_0}{i_1 - i_3}, \end{array} \right. \quad (2.16)$$

$$i_1 = \varphi_1 p_0, t_{\text{BC}}, \quad (2.17)$$

$$\text{Конденсатор} \quad \left\{ \begin{array}{l} G_a = k_{\text{к}} F_{\text{к}} \frac{t_{\text{к}} - t_{\text{возд}}}{i_2 - i_3}, \end{array} \right. \quad (2.18)$$

$$i_3 = \varphi_3 p_{\text{к}}, t_3, \quad (2.19)$$

$$G_a = \frac{\lambda V_{\text{T}}}{v_1}, \quad (2.20)$$

$$\lambda = a_0 + a_1 \pi, \quad (2.21)$$

$$\pi = \frac{p_{\text{к}}}{p_0}, \quad (2.22)$$

$$v_1 = f_1 p_0, t_{\text{BC}}, \quad (2.23)$$

Компрессор

$$i_2 = i_1 + \frac{i_{2s} - i_1}{\eta_i}, \quad (2.24)$$

$$\eta_i = \frac{T_0}{T_{\text{к}}} + b t_0, \quad (2.25)$$

$$i_{2s} = \varphi_2 p_{\text{к}}, s_1, \quad (2.26)$$

$$s_1 = \varphi_4 p_0, t_{\text{BC}}, \quad (2.27)$$

$$t_{\text{BC}} = t_0 + \Delta t_{\text{BC}}, \quad (2.28)$$

$$p_0 = \varphi_5 t_0, \quad (2.29)$$

$$p_{\text{к}} = \varphi_6 t_{\text{к}}, \quad (2.30)$$

$$t_{\text{кам}}^{\min} < t_{\text{кам}} < t_{\text{кам}}^{\max}, \quad (2.31)$$

$$t_{\text{возд}}^{\min} < t_{\text{возд}} < t_{\text{возд}}^{\max}. \quad (2.32)$$

В системе уравнений (2.16)–(2.32) содержатся только характеристики элементов ХМ и отсутствуют уравнения, выражающие механизм взаимодействия между ними. Это объясняется двумя обстоятельствами: во-первых, последовательное соединение всех элементов обуславливает одинаковый массовый расход рабочего вещества через них; во-вторых, условие неизменности состояния рабочего вещества в соединительных трубопроводах приводит к мысли, что выходной параметр одного элемента является входным для другого. Например, состояние рабочего вещества на выходе из компрессора (точка 2) соответствует его состоянию на входе в конденсатор, точка 3 – выход из конденсатора и вход в РВ и т. д.

Степень свободы системы. Обобщая полученные результаты, можно сказать, что получена математическая модель холодильной машины в виде совокупности независимых функциональных соотношений между переменными и параметрами системы. Эти соотношения отражают ту информацию о функционировании системы, которая соответствует современному уровню научных знаний и физической сущности происходящих в системе процессов.

Полученная модель может быть использована для исследования не только функционирующих, но и проектируемых холодильных машин. Наиболее полное использование ММ значительно облегчается классификацией параметров и переменных, введением понятия степени свободы системы.

Переменные и параметры, входящие в математическую модель системы, называют *информационными переменными* (ИП).

Степенью свободы СТС называют разность между числом информационных переменных m , которое необходимо для составления полной математической модели, и числом информационных связей (или условий) n , которые существуют между информационными переменными, т. е.

$$F = m - n .$$

Определим степень свободы системы функционирующей холодильной машины, ММ которой представлена уравнениями (2.16) – (2.30). Исключим из списка ИП те параметры, которые заданы в исходных данных: это конструктивные параметры, коэффициенты теп-

лопередачи аппаратов и аппроксимационные коэффициенты: $F_{и}$, $F_{к}$, $V_{т}$, $k_{и}$, $k_{к}$, a_0 , a_1 , b .

Для упрощения исключим из рассмотрения неравенства, ограничивающие пределы изменения температур внешних источников теплоты (2.31) и (2.32).

Температуры $t_{кам}$ и $t_{возд}$ являются независимыми аргументами, поэтому их тоже следует считать заданными.

Составим список оставшихся ИП: G_a , t_0 , t_k , $t_{вс}$, $\Delta t_{вс}$, p_0 , p_k , π , λ , η_i , v_1 , S_1 , i_1 , i_2 , i_{2s} , i .

Эти шестнадцать переменных ($m = 16$) входят в состав пятнадцати уравнений (2.16) – (2.32), таким образом, $n = 15$.

Степень свободы определится следующим образом:

$$F = m - n = 16 - 15 = 1.$$

Степень свободы, равная единице, означает, что в списке шестнадцати переменных имеется одна, числовое значение которой хотя и должно быть задано, но может варьироваться в некоторых пределах. Обычно число степеней свободы определяет число регуляторов системы.

В нашем случае регулятором является перегрев на всасывании $\Delta t_{вс}$. Числовое значение этого параметра принимают в зависимости от марки холодильного агента, типа ХМ, конструкции регулирующего вентиля и других факторов.

Задав значение $\Delta t_{вс}$, получаем шестнадцать уравнений для определения такого же числа переменных, т. е. получаем $m = n$. В правильно поставленной задаче исследования системы должно быть выполнено условие $m = n$, т. е. не должно существовать никакой свободы действий в нахождении числовых значений ИП: только вполне определённые числовые значения ИП удовлетворяют информационным связям системы.

Если при составлении ММ некоторой СТС или подсистемы число информационных связей больше числа ИП – $n > m$, то задача исследования функционирования системы в математическом и (или) физическом смысле сформулирована некорректно или неправильно. В этом случае невозможно найти значения всех ИП, которые удовлетворяют информационным связям системы.

Полученную ММ можно использовать для исследования не только функционирующей, но и проектируемой холодильной машины, хотя для этого необходимо изменить список независимых ИП.

В выборе независимых ИП проектировщик ХМ имеет определённую свободу действий, что не должно нарушать требований проектного задания и технологических режимов. Свобода действий при выборе независимых ИП и определение их числовых значений в некотором допустимом технологическими условиями интервале значений создаёт принципиальную возможность оптимизации качества функционирования холодильной машины.

Например, исходные данные могут быть представлены следующей комбинацией параметров: Q_0 , $t_{\text{кам}}$, $t_{\text{возд}}$, $\Delta t_{\text{вс}}$. Выбрав в качестве независимых ИП конструктивные параметры $V_{\text{т}}$, $F_{\text{к}}$ и $F_{\text{и}}$ и придавая им в ряде расчётных вариантов различные значения, можно определить тот вариант, который в наибольшей степени удовлетворяет как исходным данным, так и условиям оптимизации.

Разумеется, для оптимизации должна быть разработана другая, более сложная ММ, размерность которой (число ИП) может на порядок превышать размерность системы (2.16) – (2.20).

Стратегия решения систем уравнений ММ. В рассматриваемом примере для трёх элементов ХМ (И, КМ и КД) получено двадцать уравнений и два неравенства. Для сложных схем ХМ число уравнений увеличивается в несколько раз, а для холодильных систем, состоящих из нескольких ХМ (системы обратного водоснабжения и системы потребления холода), число уравнений может доходить до ста и более. При такой большой размерности системы нелинейных уравнений, даже если удаётся провести их линеаризацию, применение метода последовательного исключения Гаусса крайне нецелесообразно и неудобно.

Для расчёта сложных нелинейных систем уравнений наибольшее распространение получили следующие численные итерационные методы: Ньютона, Ньютона–Рафсона, простых итераций, Зейделя и градиентный.

Обратимся к системе (2.16)–(2.20). Для её решения наиболее простым является метод последовательных приближений. Общий смысл этого метода заключается в следующем: вначале фиксируются значения двух внешних температур $t_{\text{кам}}$ и $t_{\text{возд}}$. Затем целенап-

равленным перебором значений t_0 и t_k добиваются того, чтобы массовый поток хладагента G_a , определённый по выражениям (2.16), (2.18) и (2.20), был одинаков. Значения t_0 и t_k , удовлетворяющие этому условию, характеризуют искомый режим работы ХМ.

Зная эти температуры, определяют параметры узловых точек цикла G_a и Q_0 как $Q_0 = G_a (i_1 - i_3)$.

После этого находят значения $N_{эл}$, $\epsilon_{эл}$ и другие требуемые параметры.

Однако в ряде случаев перед составлением алгоритма решения системы оказывается полезным графический анализ, позволяющий получить быстрое и наглядное решение.

В данном случае речь идёт об известных из теории графических характеристиках холодильных машин и агрегатов. Такие характеристики, по существу, являются графоаналитической моделью холодильной машины.

Рассмотрим методику построения графоаналитических моделей холодильных машин и агрегатов.

Графоаналитическая модель ХМ.

Перепишем уравнения (2.16), (2.18) и (2.20) в следующем виде:

$$G_a^и = \frac{k_и F_и (t_{кам} - t_0)}{q_0}; \quad (2.33)$$

$$G_a^{км} = \frac{\lambda V_T}{v_1}; \quad (2.34)$$

$$G_a^{кд} = k_к F_к \frac{t_к - t_{возд}}{q_к}, \quad (2.35)$$

где $G_a^и, G_a^{км}, G_a^{кд}$ – массовые потоки хладагента через испаритель, компрессор и конденсатор соответственно;

$$q_0 = i_1 - i_3 \text{ и } q_к = i_2 - i_3.$$

Умножим обе части уравнений (2.33)–(2.35) на q_0 и обозначим

$$G_a^И \cdot q_0 = Q_0^И, G_a^{KM} \cdot q_0 = Q_0^{KM}, G_a^{KD} \cdot q_0 = Q_0^{KD}.$$

Тогда получим следующие уравнения:

$$Q_0^И = k_{И} F_{И} (t_{\text{кам}} - t_0); \quad (2.36)$$

$$Q_0^{KM} = \lambda V_T q_0 / v_1; \quad (2.37)$$

$$Q_0^{KD} = \frac{k_K F_K (t_K - t_{\text{возд}}) q_0}{q_K}. \quad (2.38)$$

Назовем полученные зависимости характеристиками испарителя, компрессора и конденсатора по холодопроизводительности.

Смысл символов $Q_0^И$, Q_0^{KM} и Q_0^{KD} пояснен на рис. 2.4.

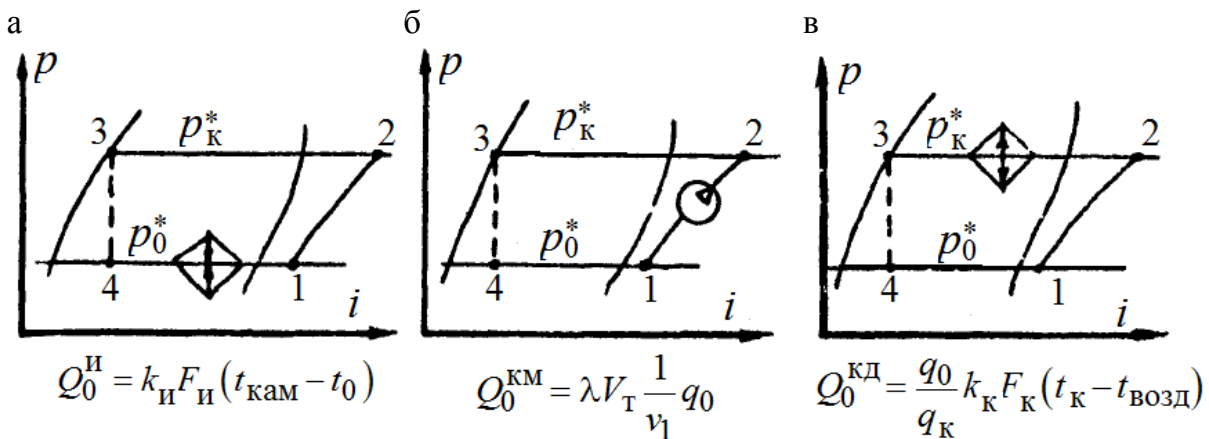


Рис. 2.4. Холодопроизводительность элементов холодильной машины:
а – испарителя; б – компрессора; в – конденсатора

Так, $Q_0^И$ – это холодопроизводительность, которую обеспечивает испаритель с заданными значениями $k_{И}, F_{И}, t_{\text{кам}}$ при фиксированных значениях t_0 и t_K . Аналогичные определения применимы для компрессора и конденсатора.

Смысл параметра $Q_0^{\text{кд}}$ – холодопроизводительность по массовому расходу рабочего вещества через конденсатор. Из уравнения (2.18) видно, что, с одной стороны, заданным параметрам $k_{\text{к}}, F_{\text{к}}, t_{\text{к}}$ и t_0 соответствует единственно возможное значение массового расхода $G_a^{\text{кд}}$. С другой стороны, заданным температурам t_0 и $t_{\text{к}}$ соответствует единственно возможное значение q_0 , следовательно, в этих условиях конденсатору соответствует единственно возможное значение холодопроизводительности $Q_0^{\text{кд}} = G_a^{\text{кд}} \cdot q_0$.

Введение формальных величин $Q_0^{\text{кд}}$ и $Q_0^{\text{км}}$ позволяет осуществить следующие действия:

- построить характеристики всех элементов ХМ в координатах $t_0 - Q_0$, причем отметим, что Q_0 является целевой функцией;
- найти точку совместной работы (рабочую точку) всех элементов ХМ в режиме с заданными температурами $t_{\text{кам}}$ и $t_{\text{возд}}$;
- построить внешнюю характеристику ХМ, т. е. зависимость $Q_0 = f(t_{\text{возд}}, t_{\text{кам}})$, что является одной из целей разработки математической модели;
- построить совместные характеристики элементов ХМ при объединении их в агрегаты, такие как компрессорно-конденсаторный, компрессорно-испарительный, испарительно-регулирующий и др.;
- прогнозировать положение рабочей точки при изменении характеристики любого элемента ХМ, а также при изменении характеристики внешних источников теплоты.

На рис. 2.5 показано построение графоаналитических характеристик элементов ХМ и холодильной машины в целом.

Характеристика испарителя строится по уравнению (2.36). При фиксированных значениях $k_{\text{и}}, F_{\text{и}}$ и $t_{\text{кам}}$ вычисляют $Q_0^{\text{и}}$ для ряда значений t_0 . Таким образом, характеристика испарителя изображается семейством прямых линий с параметром $t_{\text{кам}}$. Заметим попутно, что информационную переменную $Q_0^{\text{и}}$, относительно которой разрешают данное уравнение, называют выходной переменной уравнения.

а

б

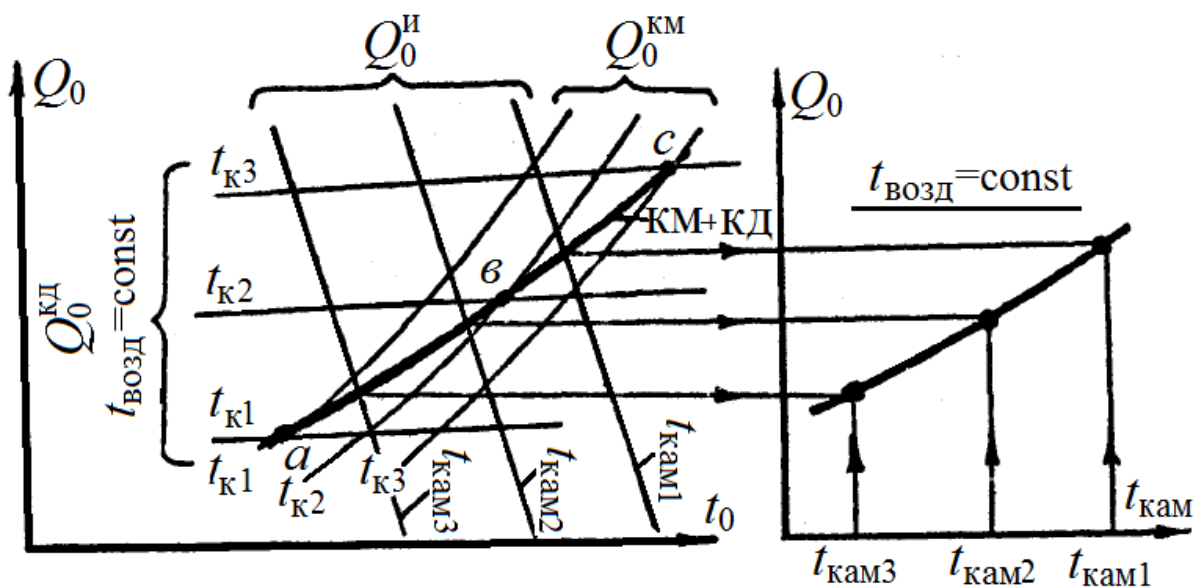


Рис. 2.5. Графические характеристики:
а – элементов ХМ; б – холодильной машины

Информационные переменные, которые входят в данное уравнение, при фиксированных своих значениях определяют величину выходной переменной. Их называют входными переменными уравнения.

Характеристики компрессора и конденсатора строят соответственно по уравнениям (2.37) и (2.38). В оба этих уравнения входит температура конденсации t_k . Пересечение изолиний с параметром t_k обозначим на рис. 2.5 точками a, b, c . Кривая, проходящая через эти точки, является характеристикой компрессорно-конденсаторного агрегата. Она имеет более пологое очертание, чем линии характеристики компрессора. Это объясняется тем, что в реальной машине с увеличением t_0 повышается и температура t_k , что приводит к меньшему росту Q_0 , чем при $t_k = \text{const}$.

Пересечения характеристик испарителя и агрегата «КМ+КД» дают точки с известными параметрами Q_0 и $t_{\text{кам}}$ при выбранном значении $t_{\text{возд}}$. Это дает возможность построить характеристику ХМ (рис. 2.5, б).

Приравняв правые части уравнений (2.37) и (2.38), получим выражение для построения характеристики агрегата «КМ+КД»:

$$\lambda V_T / \nu_1 = \frac{k_K F_K t_K - t_{\text{возд}}}{q_K}. \quad (2.39)$$

Уравнение (2.39) устанавливает связь между температурами t_0 и t_K при выбранных параметрах V_T, k_K и F_K .

Принимаем в качестве входных следующие параметры: $t_0, t_{\text{возд}}, V_T, k_K, F_K$. Выходным параметром является температура t_K . Коэффициент подачи λ может быть определен в зависимости от температур t_0 и t_K . Уравнение (2.39) может быть решено относительно t_K одним из методов итераций, в частности методом простой итерации. Сущность метода простой итерации заключается в том, что исходное уравнение представляется в виде $x = f(x)$.

Если в интервале между приближенным значением корня x_0 и корнем уравнения x выполняется условие $|f'(x)| < 1$, то метод дает возможность вычислить значение корня с заданной точностью. Если это условие не выполняется, то надо перейти к обратной функции.

Значение корня на каждой последующей итерации вычисляется через его значение на предыдущей итерации по формуле $x_{i+1} = f(x_i)$, где i – номер итерации.

Решив уравнение (2.39) относительно t_K , получим

$$t_K = t_{\text{возд}} + \frac{\lambda V_T q_K}{k_K F_K \nu_1}. \quad (2.40)$$

Для запуска процедуры итерации задаем первоначальное значение корня t_{K0} :

$$t_{K0} = t_{\text{возд}} + 0,5.$$

Далее определяем $p_K = f(t_{K0})$, $\lambda = f_3(p_K/p_0)$, $q_K = f_4(t_{K0}, t_0)$ и $\nu_1 = f_5(t_0)$. Подставляем значения этих параметров в уравнение (2.40) и получаем значение t_{K1} на первом шаге итерации. Если расхождение $|t_K - t_{K0}|$ не превышает заданной погрешности, то, к примеру, можно считать искомым корнем уравнения t_{K1} , если $\delta = 0,5$. В случае избыточной погрешности параметры p_K, λ и q_K определяют как функ-

ции от $t_{к1}$ и по уравнению (2.28) находят $t_{к2}$ и так далее, пока погрешность последнего и предпоследнего значения t_k не превысит заданного значения. После прохождения интервала $t_0^{\min} - t_0^{\max}$ (например, через каждые 5 °С) принимают новое значение $t_{\text{возд}}$ и повторяют итерационный процесс. Схема алгоритма описанных вычислений показана на рис. 2.6.

Выражение для расчета характеристики компрессорно-конденсаторного агрегата получают совместным решением уравнений (2.36) и (2.37). Оно имеет вид

$$t_0 = t_{\text{кам}} + \frac{\lambda V_T q_k}{k_{\text{и}} F_{\text{и}} v_1}. \quad (2.41)$$

Уравнение (2.41) позволяет определить температуру t_0 для ряда значений $t_{\text{кам}}$ и t_k . При этом вычисление можно проводить по схеме алгоритма, изображенной на рис. 2.6, с соответствующим изменением исходных данных.

Объединение нескольких элементов в один агрегат и его последующее описание – это прием, значительно облегчающий реализацию ММ. Составим план решения системы (2.16)–(2.32) с использованием характеристики компрессорно-конденсаторного агрегата.

На рис. 2.7 построены характеристики испарителя (прямая 1) и компрессорно-конденсаторного агрегата (кривая 2).

Точка пересечения этих линий – рабочая точка $A_3(B_3)$ характеризует режим совместной работы испарителя и компрессорно-конденсаторного агрегата.

Отметим, что хотя уравнение (2.40) не содержит параметра Q_0 , оно однозначно связывает температуры t_0 и t_k , после нахождения которых можно легко определить холодопроизводительность

$$Q_0^{\text{KM}} = Q_0^{\text{КД}};$$

$$Q_0^{\text{KM}} = \frac{\lambda V_T q_0}{v_1};$$

$$Q_0^{\text{КД}} = \frac{k_k F_k (t_k - t_{\text{возд}}) q_0}{q_k}.$$

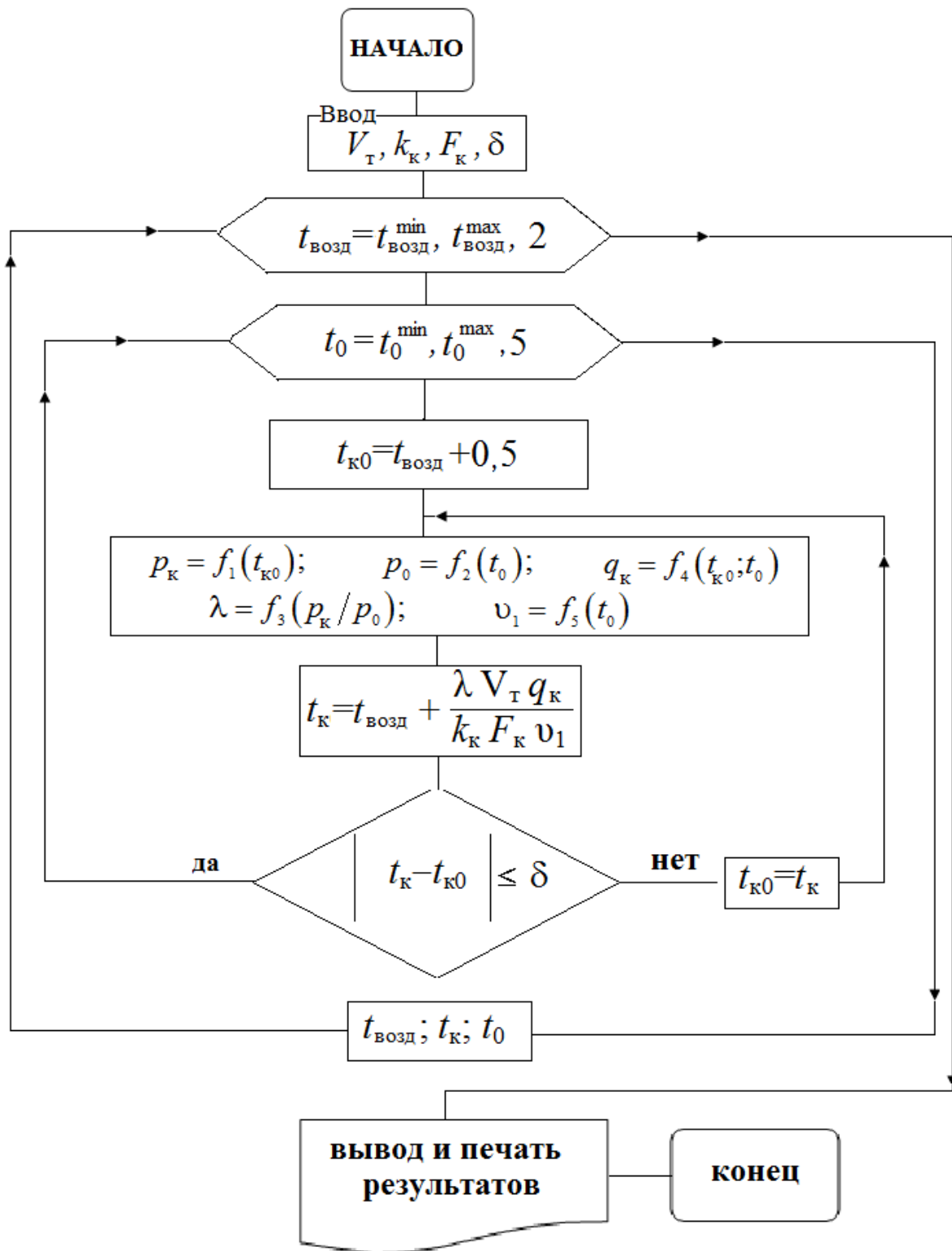


Рис. 2.6. Схема алгоритма для расчета характеристики компрессорно-конденсаторного агрегата методом простой итерации

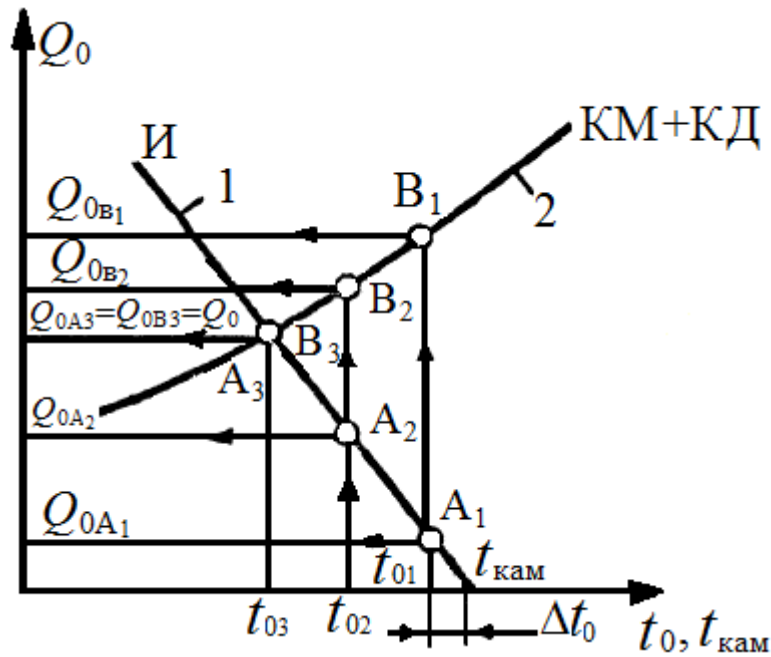


Рис. 2.7. Графическое определение режима совместной работы испарителя, компрессора и конденсатора; характеристики: испарителя (1); компрессорно-конденсаторного агрегата (2)

На рис. 2.7 построены характеристики испарителя (прямая 1) и компрессорно-конденсаторного агрегата (кривая 2).

Точка пересечения этих линий – рабочая точка $A_3(B_3)$ характеризует режим совместной работы испарителя и компрессорно-конденсаторного агрегата.

Отметим, что хотя уравнение (2.40) не содержит параметра Q_0 , оно однозначно связывает температуры t_0 и t_k , после нахождения которых можно легко определить холодопроизводительность

$$Q_0^{\text{КМ}} = Q_0^{\text{КД}};$$

$$Q_0^{\text{КМ}} = \lambda V_T q_0 / v_1;$$

$$Q_0^{\text{КД}} = \frac{k_K F_K t_K - t_{\text{возд}} q_0}{q_K}.$$

Из рис. 2.7 видно, что на первом шаге приближения температуру кипения целесообразно принять близкой к температуре $t_{\text{кам}}$, т. е.

$$t_{01} = t_{\text{кам}} - \Delta t_0,$$

где шаг по температуре кипения $\Delta t_0 = 1 - 3 \text{ }^\circ\text{C}$.

Пересечение изотермы t_{01} с характеристиками испарителя и компрессорно-конденсаторного агрегата дает точки A_1 и B_1 с ординатами Q_{0A_1} и Q_{0B_1} . Так как $Q_{0B_1} > Q_{0A_1}$, то уменьшают t_0 от t_{01} до t_{02} и вновь сравнивают значения Q_0 .

При $t_0 = t_{03}$ точки A_3 и B_3 совместились в одну рабочую точку. Холодопроизводительность в этой точке Q_0^* соответствует значениям $t_{\text{кам}}^*$ и $t_{\text{возд}}^*$.

Расчет мощности проводят в обычном порядке, а именно:

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0};$$

$$N_s = G_a (i_{2s} - i_1);$$

$$N_i = N_s / \eta_i;$$

$$N_e = N_i + N_{\text{тр}};$$

$$N_{\text{эл}} = N_e / \eta_{\text{эл}}.$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon_{\text{эл}} = Q_0^* / N_{\text{эл}}.$$

Аналогично проводят расчеты для других значений $t_{\text{кам}}$ и $t_{\text{возд}}$.

Схема алгоритма для расчета Q_0, t_0, t_k в рабочей точке дана на рис. 2.8.

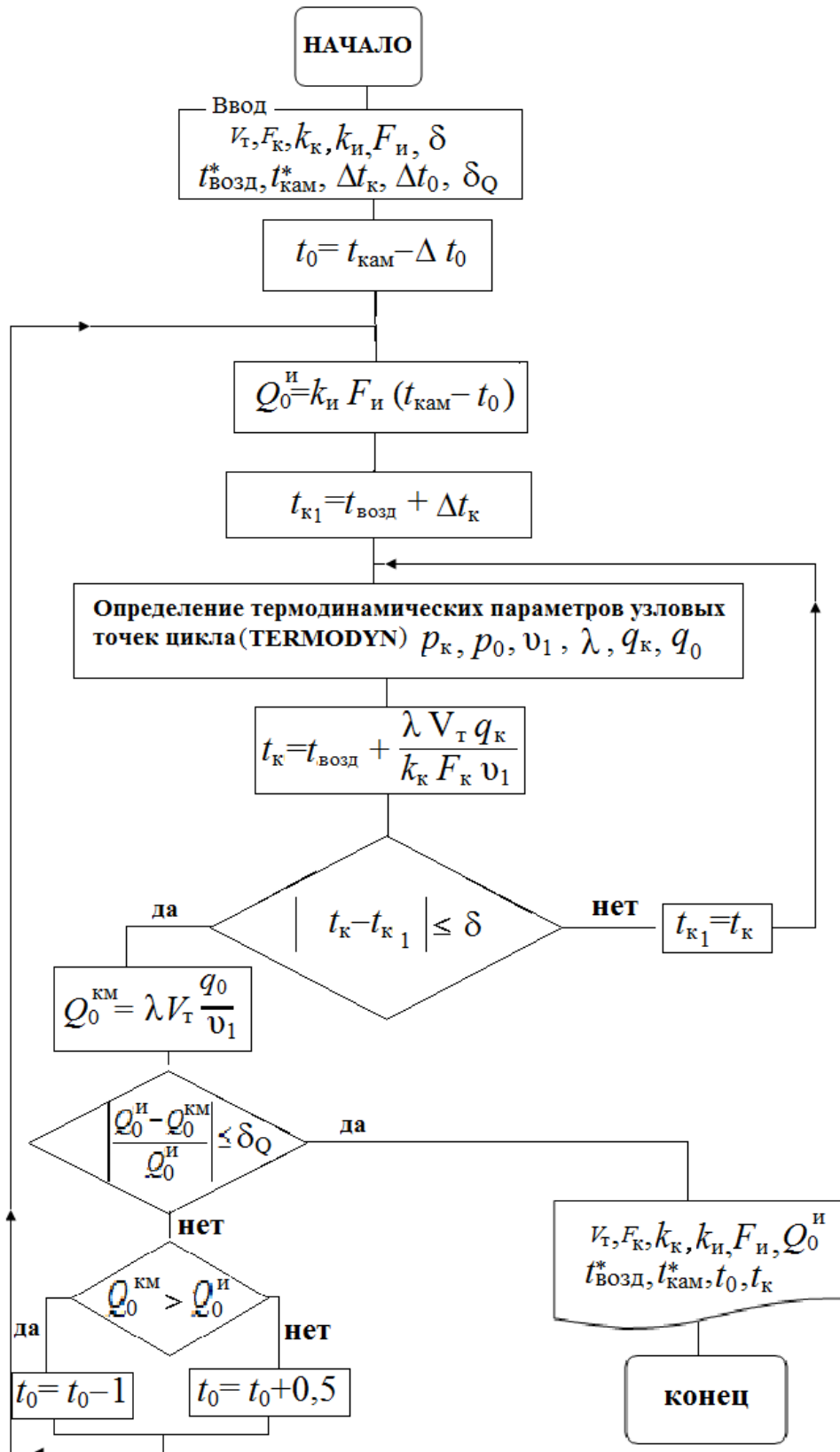


Рис. 2.8. Схема алгоритма для расчета режима совместной работы испарителя, компрессора и конденсатора

По мере усложнений схемы холодильной машины и конструкций ее элементов, очевидно, будет расти число уравнений в математическом описании, однако общая идея – поиск координат рабочей точки – сохраняется во всех вариантах.

Далее рассмотрим полученную ММ холодильной машины при совместной работе батареи непосредственного охлаждения и терморегулирующего вентиля.

Характеристика терморегулирующего вентиля

Для регулирования заполнения испарителя холодильным агентом широко применяют пропорциональные регуляторы перегрева, называемые терморегулирующими вентилями (ТРВ). ТРВ воспринимает не любую разность температур, а только перегрев пара, т. е. разность

$$\theta = t_{\text{вых}} - t_0,$$

где $t_{\text{вых}}$ – температура перегрева пара; t_0 – температура насыщения пара, т. е. температура кипения, определяемая по давлению пара на выходе из испарителя.

На рис. 2.9, а показана схема работы ТРВ с внутренним выравниванием. Чувствительный элемент термобаллона ТБ воспринимает температуру пара на выходе из испарителя, преобразуя ее в давление $p_{\text{ТБ}}$, которое воздействует через капиллярную трубку 8 на верхнюю сторону мембраны 7. На нижнюю часть мембраны воздействует давление кипения p_0 . Мембрана под воздействием разности давлений $p_{\text{ТБ}} - p_0$ прогибается вниз и через толкатели 6 сжимает пружину 3 (задающее устройство), пропорционально открывая клапан 5 (регулирующий орган).

Заданное начальное значение перегрева, обеспечивающее требуемое открытие клапана, устанавливается соответствующим натяжением пружины 3. При повороте винта 1 гайка 2 перемещается вверх по прорезям в корпусе и усиливает воздействие пружины на тарелку 4, толкатели и мембрану. При этом перегрев, поддерживаемый ТРВ, возрастает. При возрастании перегрева уменьшается смачиваемая холодильным агентом поверхность и уменьшается коэффициент теплопередачи, отнесенный ко всей поверхности. Как пока-

зали опыты [9], относительное снижение коэффициента теплопередачи $k_{\max} - k / k_{\max}$ линейно зависит от перегрева.

Для испарителей типа ИРСН-12,5, например, перегрев $\theta_{\text{и}} = 4^\circ\text{C}$ снижает k на 10 %, перегрев 8°C – на 20 %.

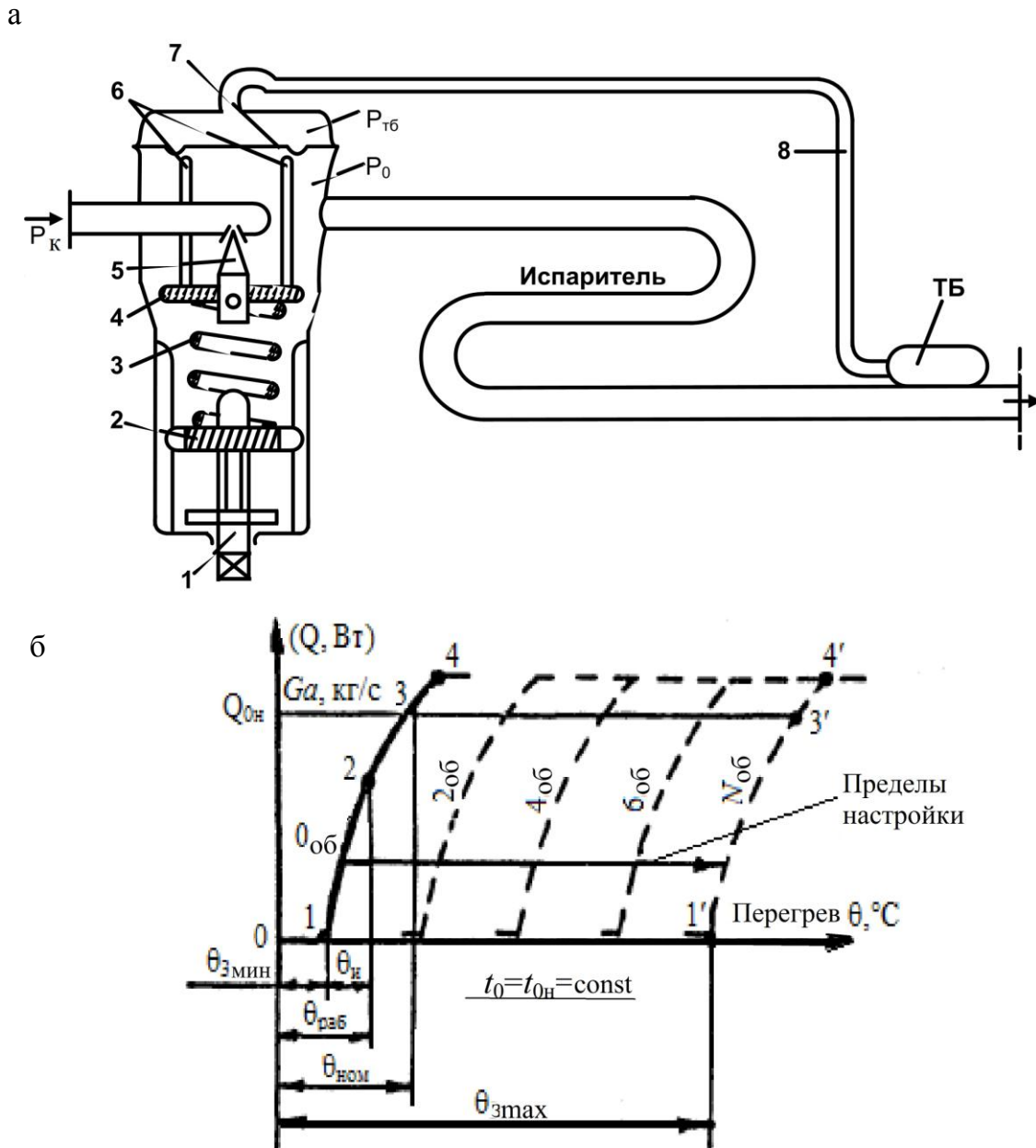


Рис. 2.9. Терморегулирующий вентиль:
а – схема работы; б – статическая характеристика

Для воздухоохлаждателей типа ВО–8С k снижается при $\theta_{и} = 3,5^{\circ}\text{C}$ на 16 %, а при $\theta_{и} = 7^{\circ}\text{C}$ – около 35 %. С учетом линейной зависимости k от перегрева $\theta_{и}$ для батарей ИРСН–12,5 можно записать

$$\frac{k_{\max} - k}{k_{\max}} = 0,025\theta_{и},$$

где 0,025 – числовой коэффициент для указанной марки батареи; k_{\max} – коэффициент теплопередачи при $\theta_{и} = 0^{\circ}\text{C}$.

Обозначим $k_{\max} = k_{и}$, тогда для текущего значения можно записать

$$k = k_{и} (1 - 0,025\theta_{и}).$$

Уравнение характеристики испарителя будет иметь вид

$$Q_0^и = k_{и} (1 - 0,025\theta_{и}) F_{и} (t_{\text{кам}} - t_0). \quad (2.42)$$

На рис. 2.10 показаны графические характеристики испарителя, построенные по уравнению (2.42) для разных температур, а именно: $t_{\text{кам}1}$, $t_{\text{кам}2}$ и $t_{\text{кам}3}$. Для каждого конкретного значения $t_{\text{кам}}$ характеристика изображается семейством прямых с параметром $\theta_{и}$. Прямая при $\theta_{и} = 0$ имеет наибольший угол наклона, так как для нее $k = k_{и}$, т. е. k_{\max} ; при $\theta_{и} = 2$ $k = k_{и} (1 - 0,025 \cdot 2) = 0,95k_{и}$ и так далее.

Для построения характеристики ТРВ необходимо рассмотреть его статическую характеристику (рис. 2.9, б). Она показывает зависимость его производительности (G_a или Q_0) от перегрева при номинальном значении температуры кипения $t_0 = t_{0н}$.

Минимальный перегрев, который начинает вызывать перемещение клапана (точка 1), называют перегревом начала открытия (иногда «закрытым перегревом» θ_3).

Натяжением пружины 3 (см. рис. 2.9, а) он регулируется обычно от $\theta_3 = 2^{\circ}\text{C}$ (слабая пружина) до $\theta_3 = 10^{\circ}\text{C}$.

Дополнительный перегрев (после начала открытия), который дает требуемую производительность (точка 2), называют изменением перегрева. Изменение перегрева, обеспечивающее номинальную производительность, обычно равно 4–5 °С (не регулируется). Полный (рабочий) перегрев, соответствующий конкретному режиму, складывается из закрытого перегрева и изменения перегрева. Для обеспечения номинальной производительности ($Q_{0н}$) при слабой пружине рабочий перегрев в испарителе должен быть равным $\theta_{ном} = 2 + 5 = 7^\circ\text{C}$, а при поджатой на N оборотов пружине перегрев составит $10 + 5 = 15^\circ\text{C}$ (кривая 1' – 4').

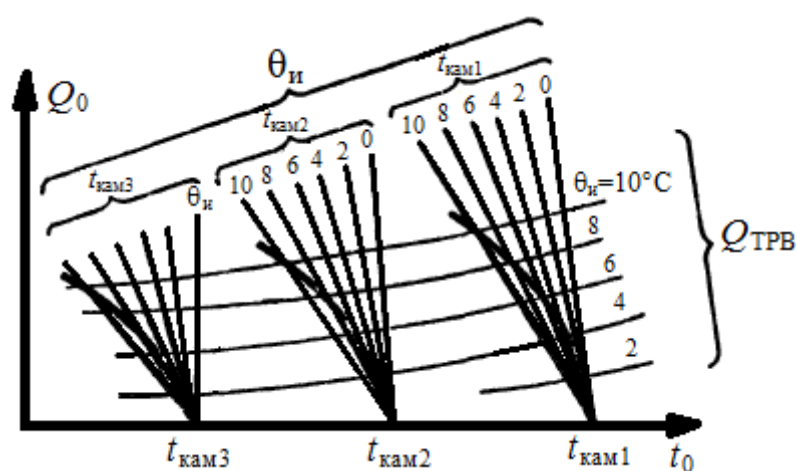


Рис. 2.10. Совмещенная характеристика испарителя и ТРВ

С увеличением тепловой нагрузки установившийся режим может наступить только при условии большей подачи жидкости через ТРВ. Из статической характеристики видно, что это возможно лишь при большем перегреве пара, что вызовет уменьшение смачиваемой поверхности испарителя и уменьшение k .

Массовый расход через регулирующий вентиль G_a

$$G_a = \alpha f \sqrt{2\rho_1 p_k - p_0} ,$$

где α – коэффициент расхода: для R12 $\alpha \approx 0,6$; для R717 $\alpha \approx 0,35$; f – площадь проходного сечения, м^2 ; ρ_1 – плотность жидкости на входе в ТРВ, $\text{кг}/\text{м}^3$.

В паспорте обычно указывают холодопроизводительность ТРВ, а также температуру кипения и конденсации. Для холодопроизводительности ТРВ справедливо уравнение

$$Q_0^{\text{ТРВ}} = q_0 \cdot G_a = q_0 \alpha f \sqrt{2\rho_1 p_k - p_0} .$$

Холодопроизводительность ТРВ получают непосредственным испытанием, которое позволяет получить статическую характеристику регулятора. Имея эту характеристику или даже зная лишь значение холодопроизводительности при номинальных условиях $Q_{0н}$, можно определить холодопроизводительность ТРВ при других условиях работы:

$$Q_0^{\text{ТРВ}} = Q_{0н} \frac{q_0 \Delta p \sqrt{\rho_1 p_1 - p_0}}{q_{0н} \Delta p_{н} \sqrt{\rho_{1н} p_{1н} - p_{0н}}} \approx Q_{0н} \frac{\Delta p}{\Delta p_{н}}, \quad (2.43)$$

где $\Delta p_{н} = p_{тб} - p_0$ – разность давлений в термобаллоне и в испарителе при номинальных значениях t_0 и перегрева; Δp – то же при новом значении t_0 , но при том же значении перегрева, как и у $\Delta p_{н}$; индексы: 1 – вход в ТРВ; 0 – выход из ТРВ; н – при номинальном режиме.

Значение $Q_{0н}$ находят в зависимости от перегрева $\theta_{и}$ по статической характеристике ТРВ, считая ее прямой линией. Уравнение прямой находят по двум точкам, указанным в паспорте, а именно: точка 1 с координатами $Q_{01} = 0$ и $\theta_{и} = \theta_{з\text{мин}}$ (см. рис. 2.9, б) и точка 3, для которой $Q_0 = Q_{0н}$ и $\theta_{и} = \theta_{ном}$.

Например, для ТРВ А–ЮМ в паспортных данных указаны следующие необходимые параметры: $Q_{0н} = 10\,000$ ккал/ч; $\theta_{з\text{мин}} = 1-5$ °С.

Принимаем $\theta_{з\text{мин}} = 2$ °С; $\theta_{ном} = 6$ °С.

Для этого вентиля $Q_{0н}$ можно определить из выражения

$$Q_{0н} = a_1 + a_2 \theta_{и}, \quad (2.44)$$

где $a_1 = -5,8$; $a_2 = 2,9$.

Уточним значения Δp и Δp_H в выражении (2.43). Здесь

$$\Delta p = p_{\text{пер}}^{\theta_{\text{и}}} - p_0,$$

где $p_{\text{пер}}^{\theta_{\text{и}}}$ – давление насыщения хладагента, которым заполнен термобаллон (при температуре $t_{\text{тб}} = t_0 + \theta_{\text{и}}$, т.е. $p_{\text{пер}}^{\theta_{\text{и}}} = \varphi_1 t_0 + \theta_{\text{и}}$); p_0 – давление кипения, определяемое по температуре кипения, т.е. $p_0 = \varphi_2 t_0$.

Тогда выражение для определения Δp :

$$\Delta p = \varphi_1 t_0 + \theta_{\text{и}} - \varphi_2 t_0. \quad (2.45)$$

Аналогично выразим Δp_H :

$$\Delta p_H = \varphi_3 t_{0\text{H}} + \theta_{\text{и}} - \varphi_4 t_{0\text{H}}. \quad (2.46)$$

Уравнения (2.42), (2.44), (2.45) и (2.46) приводят к выражению характеристики испарителя и терморегулирующего вентиля в следующем виде:

$$Q_0 = Q_0^{\text{и}} = k_{\text{и}} (1 - 0,025\theta_{\text{и}}) F_{\text{и}} (t_{\text{кам}} - t_0); \quad (2.47)$$

$$Q_0 = Q_0^{\text{ТРВ}} = a_1 + a_2 \theta_{\text{и}} \frac{\varphi_1 t_0 + \theta_{\text{и}} - \varphi_2 t_0}{\varphi_3 t_{0\text{H}} + \theta_{\text{и}} - \varphi_4 t_{0\text{H}}}. \quad (2.48)$$

При совместной работе ТРВ и батареи непосредственного охлаждения система уравнений (2.47), (2.48) включается в систему алгоритма (см. рис. 2.8) вместо блока 3. Выходные величины $Q_0^{\text{и}}$ и $\theta_{\text{и}}$ определяются методом последовательных приближений для ряда принимаемых значений температуры t_0 .

Для выбора ТРВ и построения их статических характеристик в табл. 2.3 приведены технические данные выпускаемых ТРВ [9].

В марках ТРВ, предназначенных для работы на хладоне 13, хладоне 22 и хладоне 142, вначале указывается соответствующая цифра, а у работающих на аммиаке – буква А (ТРВА). Буквы в конце (после номинальной производительности) обозначают: В для верхней или Н для нижней ступеней. Термобаллон ТРВ заполняется тем же

агентом, для работы с которым он предназначен, для аммиачных ТРВ термобаллон заполняют хладоном 22. Буква Т в марке означает тропическое использование, Ф – наличие фильтра. Цифры после названия марки указывают номинальную холодопроизводительность в тысячах килокалорий в час при номинальных условиях.

Так, $Q_{0н}$ составляет от 50 до 90 % Q_{0max} , где Q_{0max} соответствует полному открытию проходного сечения.

Таблица 2.3

Технические данные выпускаемых ТРВ

Тип терморегулирующего вентиля	Номинальные условия, °С			Перегрев в начале открытия (регулируемый)	Диапазон температур кипения, °С
	t_0	t_k	$\theta_{ном}$ при $\theta_{з мин}$		
ТРВ – 0,5М*; 1М*; 2М*; 4М*; 7М* ТРВК – 0,5*; 1*; 2*	-15	30	6–7	2–10	(-30) – 10
12ТРВ – 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100	-15	30	8–10	2–8	(-30) – 10
12ТРВ – 12	-15	30	5–6	1,5–16	
ТРВК – 20; 100; ТРВ – 160Ф	5	30	10	2–7	(-30) – 10
ТРВ – 10Т*	10	40	5–7	1,5–10	(-30) – 20
22ТРВ – 0,6В*; 1В*; 1,6В*	-40	30	5	1,5–8	(-50) – (-10)
22ТРВ – В	-40	30	5–7	2–10	(-50) – (-20)
22ТРВ – 5В; 60В	-40	30	8	2–15	(-50) – (-10)
22ТРВ – 0,4Н; 0,63Н; 1Н	-60	40	8	3–10	(-80) – (-50)
22ТРВ – 5Н	-60	30	12	5–10	(-80) – (-60)
22ТРВ – 10Н; 25Н	-70	30	12	4–15	(-80) – (-50)
13ТРВ – 0,3Н; 0,5Н; 1Н; 20Н	-80	-50	7	2–10	(-115) – (-80)
142ТРВ – 5	5	50	15	3–8	(-20) – 20
142ТРВ – 30	-5	50	8	3–10	(-20) – 20
ТРВА – 10М; 20М; 40М; 80М; 120М	-15	30	6	1–5	(-40) – 0

* – без внешнего выравнивания

Номинальная производительность ТРВ определяется диаметром дроссельного отверстия в седле вентиля.

При необходимости площадь проходного сечения определяют из приводимой ранее зависимости

$$f = \frac{G_a}{\alpha \sqrt{2\rho_1 p_k - p_0}}.$$

2.3. Одноступенчатая холодильная машина с кожухотрубными аппаратами

Характеристики испарителя. В паровых компрессорных холодильных машинах используются теплообменные аппараты различных конструкций, в которых протекают процессы конвекции, кипения и конденсации. Точность уравнений, описывающих процессы теплообмена и гидродинамики, оказывает существенное влияние на результирующую погрешность математической модели.

Зависимости для расчёта теплообменных аппаратов специализируют по физической сущности процесса, по типу аппарата, холодильному агенту и диапазону параметров режима. Чаще всего это степенные зависимости коэффициентов теплоотдачи и перепадов давлений от плотности теплового потока (кипение, конденсация), массовой скорости (кипение в трубах), критерия Рейнольдса (течение в каналах, обтекание пучков труб), физических свойств и геометрических параметров.

При этом отклонения от идеализированных условий (наличие масла, шероховатость поверхности, геометрия пучков труб и т. д.) учитываются эмпирическими коэффициентами.

Математическая модель для построения внешних характеристик с кожухотрубными аппаратами будет состоять из ММ испарителя, компрессора и конденсатора. ММ компрессора остаётся прежней, а в характеристиках аппаратов будет учтена зависимость коэффициента теплопередачи от режима работы, а арифметическая разность температур рабочих сред будет заменена средним логарифмическим температурным напором.

Для испарителя исходными уравнениями являются следующие:

$$Q_0^{\text{и}} = G_s c_s (t_{s1} - t_{s2}) ; \quad (2.49)$$

$$Q_0^{\text{и}} = k_{\text{вн}} F_{\text{вн}} \theta_m ; \quad (2.50)$$

$$\theta_m = \frac{t_{s1} - t_{s2}}{\ln \left[\frac{t_{s1} - t_0}{t_{s2} - t_0} \right]} . \quad (2.51)$$

Совместное решение уравнений (2.49) – (2.51) приводит к следующему результату:

$$Q_0^{\text{и}} = G_s c_s (t_{s2} - t_0) \exp \left[k_{\text{вн}} F_{\text{вн}} / G_s c_s \right] - 1 . \quad (2.52)$$

К основному уравнению (2.52) необходимо добавить уравнения, определяющие зависимости $k_{\text{вн}}$ от режима работы аппарата, т. е. от скорости и температуры рассола, и температуры кипения хладагента. Эта зависимость раскрывается выражением для коэффициента теплопередачи:

$$k_{\text{вн}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + \sum \delta_i / \lambda_i + \frac{1}{\alpha_a \beta}} , \quad (2.53)$$

где α_s , α_a – коэффициенты теплоотдачи от рассола к стенке трубы и от стенок трубы к кипящему хладагенту соответственно; $\sum \delta_i / \lambda_i$ – сумма термических сопротивлений стенки трубы и загрязнений; β – коэффициент оребрения.

Ниже приводятся термические сопротивления слоёв загрязнений и осадков $R \cdot 10^{-3}$ ((м²·К)/Вт), по которым можно определить $\sum \delta_i / \lambda_i$ для основных типов конденсаторов и испарителей:

Водяной камень.....	0,1–0,3
Иней (снеговая шуба).....	4–30
Краска	0,4
Масляная плёнка	0,3–0,6
Осадок со стороны рассола	0,3–0,3
Ржавчина (для стальных труб)	0,1–0,2

Коэффициент α_s определяется по условиям теплопередачи при вынужденном движении внутри труб и каналов.

Для турбулентного и переходного режимов используется известная зависимость $Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \varepsilon_{пер}$, где $Re = \omega_s d_{вн} / \lambda$; $\varepsilon_{пер}$ – поправка на переходный режим при $2500 \leq Re \leq 10000$.

Значения λ и Pr необходимо либо вводить в описание в качестве входных информационных переменных, либо аппроксимировать их в зависимости от температуры и плотности рассола.

Зависимость $\varepsilon_{пер}$ от Re в пределах $2500 \leq Re \leq 9000$ может быть представлена уравнением квадратичной параболы

$$\varepsilon_{пер} = b_0 + b_1 Re \cdot 10^{-3} + b_2 Re \cdot 10^{-3}^2, \quad (2.54)$$

где $b_0 = -7,324 \cdot 10^{-2}$; $b_1 = 0,245$; $b_2 = -1,39 \cdot 10^{-2}$.

Удельная теплоёмкость водных растворов хлористого кальция и некоторых других хлоридов в зависимости от температуры и массовой доли c_s , t, ξ , кДж/(кг·К) определяется выражением [10]:

$$c_s(t, \xi) = 4,127 - 1,75 \cdot 10^{-3} t - (F \cdot 10^{-4} t) \xi + 7,22 \cdot 10^{-4} \xi^2, \quad (2.55)$$

где t – температура, °С; ξ – массовая доля, %; F – константа, зависящая от состава раствора. Значения F приводятся ниже:

Водный раствор хлорида	$F \cdot 10^2$
Кальция	7,11
Натрия	5,50
Калия	6,40
Магния	7,00

В настоящее время нет теории или обобщённых математических зависимостей, описывающих сложный процесс теплообмена при кипении на пучках труб в различных условиях. Для расчёта коэффициентов теплоотдачи можно либо использовать непосредственно эмпирические формулы, найденные для конкретных условий, либо применить существующие в литературе методики расчёта [11].

Ниже приводятся приближённые формулы для расчёта средних коэффициентов теплоотдачи при кипении холодильных агентов на пучках гладких труб [12, 13]:

Для кипения R12 и R22

$$\alpha_a = cq^{0,5} p_n \cdot 10^{-5} \quad 0,25 \quad s/d \quad -0,45 \quad (2.56)$$

при $c = 14,2$ – R12 и $c = 16,4$ – R22;

для кипения аммиака (R 717) на шестирядном пучке гладких труб

$$\alpha_a = 9q_{\text{нар}}^{0,6} p_0 \cdot 10^{-5} \quad 0,15, \quad (2.57)$$

где $q_{\text{нар}}$ – поверхностная плотность теплового потока, Вт/м²; p_0 – давление насыщения при температуре кипения, Па; s – шаг труб по горизонтали, м; d – наружный диаметр трубы, м.

Отметим, что вместо конечной температуры рассола t_{s2} иногда рассматривают его начальную температуру t_{s1} или среднюю температуру $t_{sm} = (t_{s1} + t_{s2}) / 2$. При введении температуры t_{s1} конечное уравнение имеет вид

$$Q_0^{\text{н}} = G_s c_s (t_{s1} - t_0) \left(1 - \frac{1}{\exp k_{\text{BH}} F_{\text{BH}} / (G_s c_s)} \right). \quad (2.58)$$

Рассмотрим вывод выражения $Q_0^{\text{н}} = f t_{sm}$. Из данного уравнения $\Delta t_s = t_{s1} - t_{s2}$ и $t_{sm} = (t_{s1} + t_{s2}) / 2$ имеем

$$t_{s1} = t_{sm} + \Delta t_s / 2 \quad \text{и} \quad t_{s2} = t_{sm} - \Delta t_s / 2.$$

Тогда равенство правых частей (2.49) и (2.50) запишется как

$$G_s c_s \Delta t_s = k_{\text{BH}} F_{\text{BH}} \frac{\Delta t_s}{\ln \frac{t_{sm} + t_{sm} / 2 - t_0}{t_{sm} - \Delta t_s / 2 - t_0}}. \quad (2.59)$$

Подставляя в уравнение (2.59) $\Delta t_s = Q_0^{\text{и}} / G_s c_s$ и разрешая его относительно $Q_0^{\text{и}}$, получим

$$Q_0^{\text{и}} = 2G_s c_s t_{sm} - t_0 \left(\frac{\exp k_{\text{вн}} F_{\text{вн}} / (G_s c_s) - 1}{\exp k_{\text{вн}} F_{\text{вн}} / (G_s c_s) + 1} \right). \quad (2.60)$$

Совокупность уравнений (2.52 – 2.60), дополненная соответствующими ограничениями, представляет собой математическую модель кожухотрубного испарителя затопленного типа. Аналогично строятся ММ и для других типов испарителей.

Математическая модель испарителя может быть использована как для построения характеристики самого испарителя, так и для построения характеристики холодильной машины [14].

Рассмотрим использование полученной модели испарителя при построении его характеристики. Для удобства анализа подставим в уравнение (2.52) значение $k_{\text{вн}}$ из (2.53) и в уравнение (2.53) – значение α_a из (2.57). Тогда для аммиачного испарителя получим

$$Q_0^{\text{и}} = G_s c_s t_{s2} - t_0 \left\{ \exp \left[\frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{9q_{\text{нар}}^{0,6} p_0 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{1}{\beta}}} \right] - 1 \right\}. \quad (2.61)$$

Для хладоновых аппаратов значение α_a подставляется из выражения (2.56).

С учётом равенства $Q_0^{\text{и}} = q_{\text{нар}} \cdot F_{\text{нар}}$, где $F_{\text{нар}}$ – наружная площадь поверхности теплопередачи, можно утверждать, что, во-первых, в уравнении (2.61) имеется единственная выходная переменная $q_{\text{нар}}$ – плотность теплового потока, отнесённая к наружной поверхности теплопередачи, и, во-вторых, решение этого уравнения относительно $q_{\text{нар}}$ возможно только одним из методов приближённых вычислений. В данном случае наиболее удобным является метод простых итераций.

Сущность упомянутого метода заключается в том, что исходное уравнение представляется в виде $x = f(x)$. Если в интервале между приближённым значением корня x_0 и корнем уравнения x выполняется условие $|f'(x)| < 1$, то метод даёт возможность вычислить значение корня с заданной точностью. Если это условие не выполняется, то надо перейти к обратной функции. Новое значение корня вычисляется через предыдущее по формуле $x_{i+1} = f(x_i)$. Повторяя этот процесс для x_1, x_2, x_3, \dots , можно найти значение корня с заданной точностью, определяемой с помощью отношения $|x_i - x_{i+1}| / x_i \leq \varepsilon_x$. Уравнение (2.61), преобразованное к виду $x = f(x)$, запишется так:

$$q_{\text{нар}} = (G_s c_s t_{s2} - t_0 / F_{\text{нар}}) \left\{ \exp \left[\frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{9q_{\text{нар}}^{0,6} p_0 \cdot 10^{-5} \cdot \beta^{0,15}}} \right] - 1 \right\}. \quad (2.62)$$

Последнее уравнение позволяет организовать итерационный процесс и определить значение $q_{\text{нар}}$ и $Q_0^{\text{и}}$ для ряда значений t_{s2} и t_0 .

Рассмотрим в качестве примера построение характеристики аммиачного кожухотрубного испарителя.

Исходные данные:

$$F_{\text{вн}} = 53,6 \text{ м}^2; F_{\text{нар}} = 67 \text{ м}^2;$$

число труб в одном ходе $n_{1x} = 30$;

скорость рассола $w_s = 1,475 \text{ м/с}$;

концентрация рассола (водный раствор CaCl_2) $\xi = 23,8 \%$;

внутренний диаметр трубы $d_{\text{вн}} = 20 \text{ мм}$;

наружный диаметр трубы $d_{\text{нар}} = 25 \text{ мм}$;

$t_{s2} = -13 \text{ }^\circ\text{C}$;

интервал изменения температуры кипения $-20 \text{ }^\circ\text{C} < t_0 < -13 \text{ }^\circ\text{C}$;

сумма термических сопротивлений стенки и загрязнений:

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}.$$

Принимаем для расчёта три температуры кипения, а именно: $-13, -17$ и -20 °С.

Параметры c_s , ν_s , Pr_s и λ_s определим при температуре рассола на два градуса выше t_{s2} , т. е.

$$t_{sm} = t_{s2} + 2 = -13 + 2 = -11 \text{ °С},$$

тогда $c_s = 2,912$ кДж/(кг·К); $\nu_s = 5,003 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $Pr_s = 33,95$; $\lambda_s = 0,523$.
Плотность рассола $\rho_s = 1220$ кг/м³ при $t = -15$ °С.

Определяем коэффициент теплоотдачи со стороны рассола:

$$Re_s = w_s d_{вн} / \nu_s = 1,475 \cdot 0,02 / 5,003 \cdot 10^{-6} = 5897;$$

$$Nu_s = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \varepsilon_{пер} = 0,021 \cdot 5897^{0,8} \cdot 33,95^{0,43} \cdot 0,873 = 86,7;$$

$$\alpha_s = Nu_s \lambda_s / d_{вн} = 86,7 \cdot 0,523 / 0,02 = 2267 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определяем массовый поток рассола:

$$G_s = w_s n_{1x} \pi d_{вн}^2 \rho_s / 4 = 1,475 \cdot 30 \cdot \pi \cdot 0,02^2 \cdot 1220 / 4 = 17 \text{ кг/с}.$$

Очевидно, что при $t_0 = -13$ °С $q_{нар} = 0$ и $Q_0^и = 0$.

Подставляем в уравнение (2.62) $t_0 = -17$ °С и числовые значения остальных переменных:

$$q_{нар} = \frac{17 \cdot 2,912 \cdot (-13 + 17)}{67} \cdot 10^3 \exp \left[\frac{53,6 / 17 \cdot 2,912 \cdot 10^3}{\frac{1}{2267} + 0,8 \cdot 10^{-3} +} \times \right. \\ \left. \times \frac{1}{9 q_{нар}^{0,6} 2,17^{0,15} \cdot \frac{20}{25}} \right] - 1. \quad (2.63)$$

После вычисления получаем

$$q_{\text{нар}} = 2955 \{ \exp(1,083 \cdot 10^{-3} / (1,24 \cdot 10^{-3} + 7,91 \cdot 10^{-2}) / q_{\text{нар}}^{0,6}) - 1 \}. \quad (2.64)$$

Предположим, что значение корня $q_{\text{нар}}$ находится в интервале $800 - 5000 \text{ Вт/м}^2$.

Определяем ориентировочное значение производных правой части уравнения (2.64) методом численного дифференцирования при $q_{\text{нар}} = 800$ и $q_{\text{нар}} = 5000 \text{ Вт/м}^2$:

$$\varphi'(q_{\text{нар}} = 800) = \frac{\varphi(802) - \varphi(798)}{4} = (1477,43 - 1474,543) / 4 = 0,72.$$

Аналогично находим $\varphi'(q_{\text{нар}} = 5000) = 0,12$.

Так как в обоих случаях $\varphi'(q) < 1$, то уравнение (2.64) позволяет организовать итерационный процесс.

Принимаем значение $q_0 = 800 \text{ Вт/м}^2$ и подставляем его в правую часть (2.64):

$$q_1 = \varphi(q_0 = 800) = 1476 \text{ Вт/м}^2 \text{ (с округлением до целого),}$$

$$q_2 = \varphi(q_1 = 1440) = 1845 \text{ Вт/м}^2 \text{ и т. д.}$$

Значения $q_{\text{нар}}$ на каждом шаге итерации даны ниже:

q_0	q_1	q_2	q_3	q_4	q_5	q_6	q_7
800	1476	1845	1984	2030	2044	2049	2050

Из приведённых результатов следует, что корень уравнения (2.64) с точностью до 0,05 % равен 2050 Вт/м^2 .

Следовательно, $Q_0^{\text{н}} = q_{\text{нар}} \cdot F_{\text{нар}} = 2050 \cdot 67 = 137\,350 \text{ Вт}$.

Таким же способом определяем $q_{\text{нар}}$ и $Q_0^{\text{н}}$ для нижнего значения $t_{s2} = -13 \text{ }^\circ\text{C}$, но для значения $t_0 = -20 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$q_{\text{нар}} = 4370 \text{ Вт/м}^2 \text{ и } Q_0^{\text{н}} = 292835 \text{ Вт.}$$

Для оценки влияния скорости рассола на производительность испарителя произведём аналогичные расчёты для скоростей 1 и 2 м/с. После определения $q_{\text{нар}}$ и $Q_0^{\text{н}}$ можно найти все необходимые показатели работы испарителя, такие как Δt_s , t_{s1} , $k_{\text{вн}}$ и θ_m и др.

В табл. 2.4 представлены результаты расчёта показателей работы испарителя в зависимости от скорости рассола и температуры кипения холодильного агента.

По данным табл. 2.4 построены графические характеристики испарителя (рис. 2.11).

Таблица 2.4

Результаты расчёта показателей работы испарителя

w_s , м/с	t_{s2}							
	$t_0 = -17^\circ\text{C}$				$t_0 = -20^\circ\text{C}$			
	$q_{\text{нар}}$, Вт/м ²	$Q_0^{\text{н}}$, кВт	$k_{\text{вн}}$, Вт/(м ² ·К)	θ_m , °С	$q_{\text{нар}}$, Вт/м ²	$Q_0^{\text{н}}$, кВт	$k_{\text{вн}}$, Вт/(м ² ·К)	θ_m , °С
1,000	1924	129	421	5,71	4051	271	480	10,53
1,475	2050	137	486	5,26	4370	293	565	9,66
2,000	2065	138	519	4,96	4419	296	610	9,03

На рис. 2.11 показано, что влияние скорости рассола на интенсивность теплопередачи в испарителе сравнительно невелико и оно увеличивается с ростом плотности теплового потока. Аналогичные вычисления и построения выполняются и для других значений t_{s2} .

Рассмотренная методика реализации модели испарителя сохраняется и при расчёте характеристик холодильной машины, но в этом случае температура кипения не назначается произвольно, а определяется из условия совместной работы испарителя с другими элементами холодильной машины.

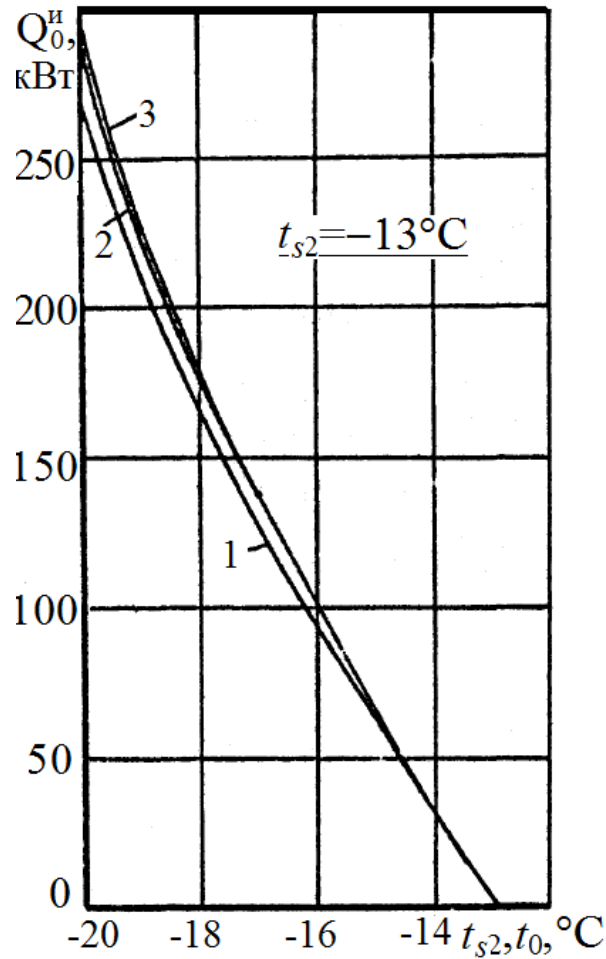


Рис. 2.11. Характеристика аммиачного кожухотрубного испарителя при скоростях рассола:
 1 – 1 м/с; 2 – 1,475 м/с; 3 – 2 м/с

Характеристика конденсатора. Построение математической модели конденсатора осуществляется аналогично созданию образца модели испарителя.

В частности, одинаковы по структуре исходные уравнения

$$Q_K = G_w c_w t_{w1} - t_{w2} ; \quad (2.65)$$

$$Q_K = k_{BH} F_{BH} \theta_m ; \quad (2.66)$$

$$Q_K = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\ln \left[\frac{t_K - t_{w1}}{t_K - t_{w2}} \right]} . \quad (2.67)$$

Система уравнений (2.65)–(2.67) позволяет исключить t_{w2} и получить следующую зависимость:

$$Q_K = G_w c_w t_K - t_{w1} \left(1 - \frac{1}{\exp k_{\text{вн}} F_{\text{вн}} / (G_w c_w)} \right). \quad (2.68)$$

Холодопроизводительность, которую обеспечивает данный конденсатор при заданных температурах t_0 и t_K , определяется следующим образом:

$$Q_0^{\text{кд}} = \frac{q_0}{q_K} Q_K. \quad (2.69)$$

Коэффициент теплопередачи конденсатора

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \sum \delta_i / \lambda_i + \frac{1}{\alpha_a \beta}}, \quad (2.70)$$

где α_w , α_a – коэффициенты теплоотдачи со стороны воды и холодильного агента.

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды в размерном виде определяется следующей зависимостью:

$$\alpha_w = (1458 + 17,9 t_w) w^{0,8} / d_{\text{вн}}^{0,2}, \quad (2.71)$$

где t_w – средняя температура в аппарате, °С; w – скорость воды, м/с; $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубы, м.

Термические сопротивления стенки и загрязнений можно рассчитать, ориентируясь на перечень, приведённый в предыдущем подразделе. В хладоновых аппаратах сопротивление масляного слоя не учитывают, так как масло растворяется в хладоне и не оседает на поверхности труб. Стальные трубы загрязняются слоями ржавчины.

При этом со стороны воды учитывается термическое сопротивление водяного камня.

Коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося хладагента вычисляется по формуле

$$\alpha_a = 0,724 \sqrt{\frac{r \rho^2 \lambda^3 g}{\mu \theta_a d_n}} B_2 \psi_p, \quad (2.72)$$

где r – теплота парообразования, кДж/кг; ρ – плотность жидкого хладагента, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); d_n – наружный (несущий) диаметр трубы, м; μ – динамическая вязкость, Па·с; θ_a – разность температур конденсации и стенки трубы; B_2 – коэффициент, корректирующий отрицательное влияние натекания конденсата с верхних труб на нижние; ψ_p – коэффициент, учитывающий интенсифицирующее влияние разных условий конденсации на горизонтальных и вертикальных участках оребренной трубы.

Интенсифицирующими теплоотдачу факторами перегрева и скорости пара на входе в аппарат можно пренебречь, так как эти и ряд других факторов должны быть учтены корректирующими коэффициентами, полученными по результатам экспериментальной проверки модели [6].

Обозначим: $B_1 = \sqrt{r \rho^2 \lambda^3 g / \mu}$.

С достаточной точностью B_1 выражается линейной зависимостью от t_k :

$$B_1 = c_1 - c_2 t_k,$$

где c_1, c_2 – коэффициенты, зависящие от физических свойств холодильного агента.

Коэффициенты c_1 и c_2 для некоторых холодильных агентов приведены ниже.

Хладагенты	R11	R12	R22	R142	R502	R717
c_1	1589	1505	1899	1711	1526	8082
c_2	1,35	4,77	11,5	3,12	6,6	12,67

Для аммиака коэффициент B_2 равен единице, а для хладонов он зависит от среднего числа труб в вертикальном ряду n_{cp} :

$$B_2 = n_{cp}^{-0,167}.$$

Обозначим $B = 0,72 B_1 B_2 d_H^{-0,25} \psi_p$.

Тогда уравнение (2.72) будет иметь вид:

$$\alpha_a = B \theta_a^{-0,25} \quad \text{или} \quad \alpha_a = B \theta_a^m.$$

После подстановки в последнее уравнение $\theta_a = q/\alpha_a$ получаем

$$\alpha_a = B^{1/m+1} q^{m/m+1},$$

где m – показатель степени при основании θ_a в выражении (2.73); q – плотность теплового потока, отнесённая к наружной поверхности теплопередачи.

Средняя температура воды определяется так:

$$t_w = t_{w1} + 0,5 \Delta t_w,$$

где $\Delta t_w = Q_K / G_w c_w$, т. е. $t_w = t_{w1} + 0,5 Q_K / G_w c_w$.

Таким образом, математическая модель конденсатора представляется следующей системой основных уравнений:

$$Q_K = G_w c_w (t_K - t_{w1}) \left(1 - \frac{1}{\exp k_{BH} F_{BH} / (G_w c_w)} \right); \quad (2.74)$$

$$k_{BH} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \sum \delta_i / \lambda_i + \frac{1}{\alpha_a \beta}}; \quad (2.75)$$

$$\alpha_w = (1458 + 17,9 t_w) w^{0,8} / d_{BH}^{0,2}; \quad (2.76)$$

$$\alpha_a = B^{1/m+1} q^{m/m+1}; \quad (2.77)$$

$$B = 0,72(c_1 - c_2 t_k) B_2 d_H^{-0,25} \psi_p; \quad (2.78)$$

$$Q_0^{кд} = \frac{q_0}{q_k} Q_k. \quad (2.79)$$

Для построения характеристики конденсатора входными переменными являются конструктивные параметры аппарата, массовый расход воды и температуры t_{w1} и t_k . Выходные параметры при этом будут Q_k и $Q_0^{кд}$.

Разделив обе части уравнения (2.74) на $F_{нар}$, получим

$$q_{нар} = (G_w c_w t_k - t_{w1} / F_{нар}) \left(1 - \frac{1}{\exp k_{вн} F_{вн} / (G_w c_w)} \right), \quad (2.80)$$

где $q_{нар}$ – плотность теплового потока, отнесённая к наружной площади поверхности теплопередачи.

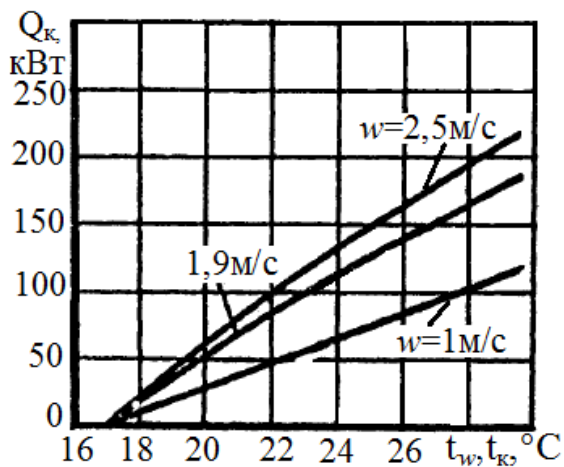
Уравнение (2.80) решается относительно $q_{нар}$ методом простых итераций так же, как выше это было вычислено для испарителя.

По уравнению (2.80) построены характеристики конденсатора с внутренней поверхностью 14 м^2 , работающего на R12, для скоростей воды 1; 1,9 и 2,5 м/с (рис. 2.12); температура воды t_{w1} принята равной $17 \text{ }^\circ\text{C}$.

Поверхность теплопередачи выполнена из медных наружно оребренных труб с $d_{вн} = 0,0132 \text{ м}$ и коэффициентом оребрения 3,6. Суммарное термическое сопротивление стенки и загрязнений равно $2,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{K} / \text{Вт}$.

Тепловой поток конденсатора $Q_k = q_{нар} F_{нар}$, холодопроизводительность, обеспечиваемая данным конденсатором, $Q_0^{кд} = \frac{q_0}{q_k} Q_k$.

а



б

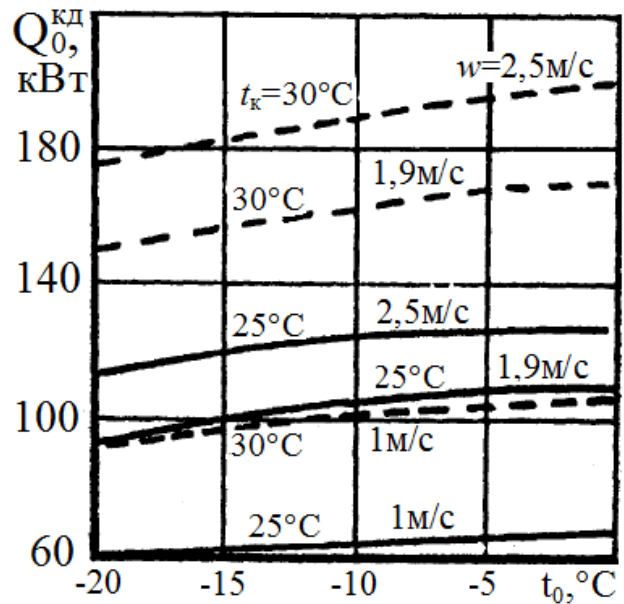


Рис. 2.12. Характеристики конденсатора:

а – по тепловому потоку;

б – по холодопроизводительности, обеспечиваемой конденсатором

Характеристика холодильной машины. После того как составлены уравнения описания элементов и определены методы их решения, составляют математическую модель холодильной машины в целом. При этом необходимо обратить особое внимание на сопряжение ММ отдельных элементов. Как уже неоднократно упоминалось, в установившемся режиме работы ХМ условием сопряжения её элементов является одинаковый массовый поток холодильного агента через любое сечение контура, что можно выразить как через равенство массового расхода хладагента

$$G_a^И = G_a^{KM} = G_a^{КД},$$

так и через равенство условных холодопроизводительностей по массовому расходу хладагента через элементы

$$Q_0^И = Q_0^{KM} = Q_0^{КД}.$$

Общая идея реализации ММ функционирующей ХМ заключается в определении таких температур t_0 и t_k , которые удовлетво-

ряды бы условию сопряжения элементов ХМ при заданных температурах t_{s2} и t_{w1} .

Для решения этой задачи существует неопределённое множество алгоритмов – некоторая конечная последовательность предписаний (правил), однозначно определяющих процесс преобразования исходных и промежуточных данных [15] в результате решения задачи. Для выбора рационального алгоритма полезно провести графический анализ работы математической модели.

На рис. 2.13, а показано, что в начале расчёта лежит характеристика испарителя $Q_0^И = f t_0, t_{s2}$. Характеристики компрессора и конденсатора не могут быть построены, так как неизвестна температура конденсации t_k .

На первом шаге итерации задаём температуру кипения t_{01} , близкую ($\Delta t_1 = 1$ °С) к температуре t_{s2} . Теперь появляется возможность определить $q_{нар}^И$ – плотность теплового потока испарителя (2.62) и его холодопроизводительность $Q_0^И = q_{нар}^И F_{нар}^И$.

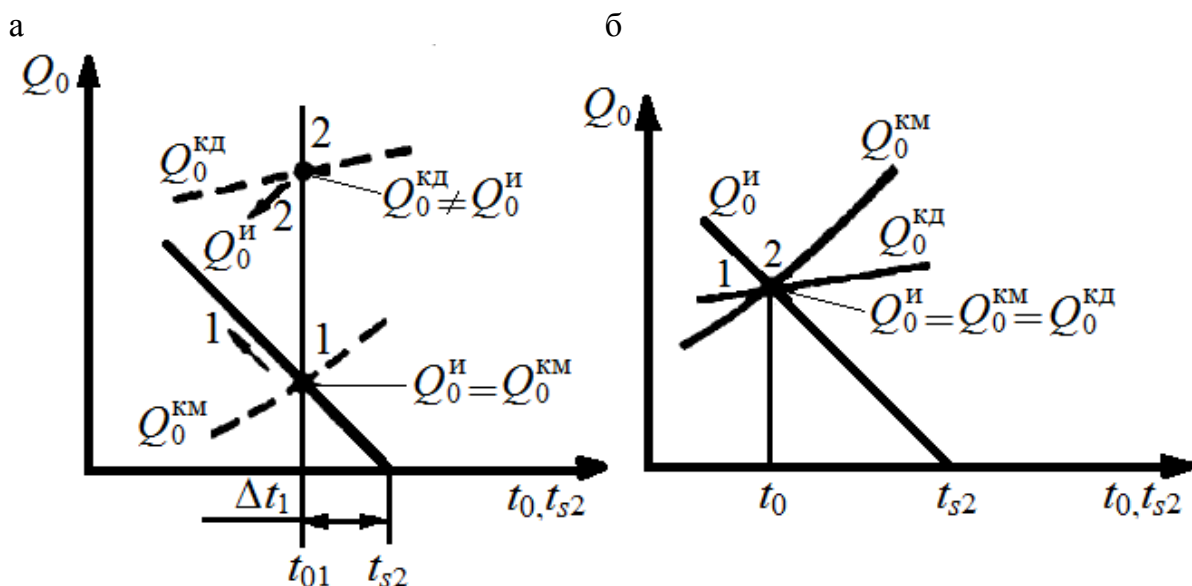


Рис. 2.13. Графическая интерпретация работы математической модели холодильной машины:
а – первый шаг итерационного процесса; б – конечный результат

Затем методом последовательного приближения определяется такая температура t_k , чтобы выполнялось условие $Q_0^И = Q_0^{КМ}$.

Таким способом определилась точка 1 на рис. 2.13, а – точка совместной работы испарителя и компрессора. Так как $Q_0^И$ сравнительно мала, то t_k для компрессора будет сравнительно высокой.

Холодопроизводительность компрессора определяется по уравнению (2.37). Найденная температура t_k используется для вычисления $q_{нар}^{КД}$ (см. (2.80)); $Q_k = q_{нар}^{КД} F_{нар}^{КД}$ и $Q_0^{КД} = \frac{q_0}{q_k} Q_k$.

Так как t_k сравнительно высока, то велика вероятность того, что $Q_0^{КД} > Q_0^И$ – точка 2 на рис. 2.13, а. При понижении t_0 на следующих шагах приближения точка 1 будет перемещаться вверх по характеристике испарителя – стрелка 1, а точка 2 – вниз и влево по стрелке 2.

Конечный результат достигается при совмещении точек 1 и 2 на характеристике испарителя (рис. 2.13, б). При этом фиксируются выходные переменные Q_0 , t_0 и t_k .

Рассмотренная цепь последовательных расчётов положена в основу схемы алгоритма (рис. 2.14).

Разработанная модель ХМ позволяет решать и проектные задачи. Для этого схему алгоритма необходимо изменить так, чтобы в список входных переменных были внесены температуры t_0 и t_k или температурные напоры $\theta_m^И$ и $\theta_m^{КД}$ и холодопроизводительность Q_0 . Целью расчёта в этом случае является определение конструктивных параметров $F_{ВН}^{КД}$, $F_{ВН}^И$, V_T и других, удовлетворяющих исходным данным проектного задания. Вопросы оптимизации выделяют, как правило, в отдельную задачу и для её решения разрабатывают специальные математические модели.

В заключение рассмотрим работу холодильной машины на холодильную камеру, оборудованную рассольными батареями (рис. 2.15).

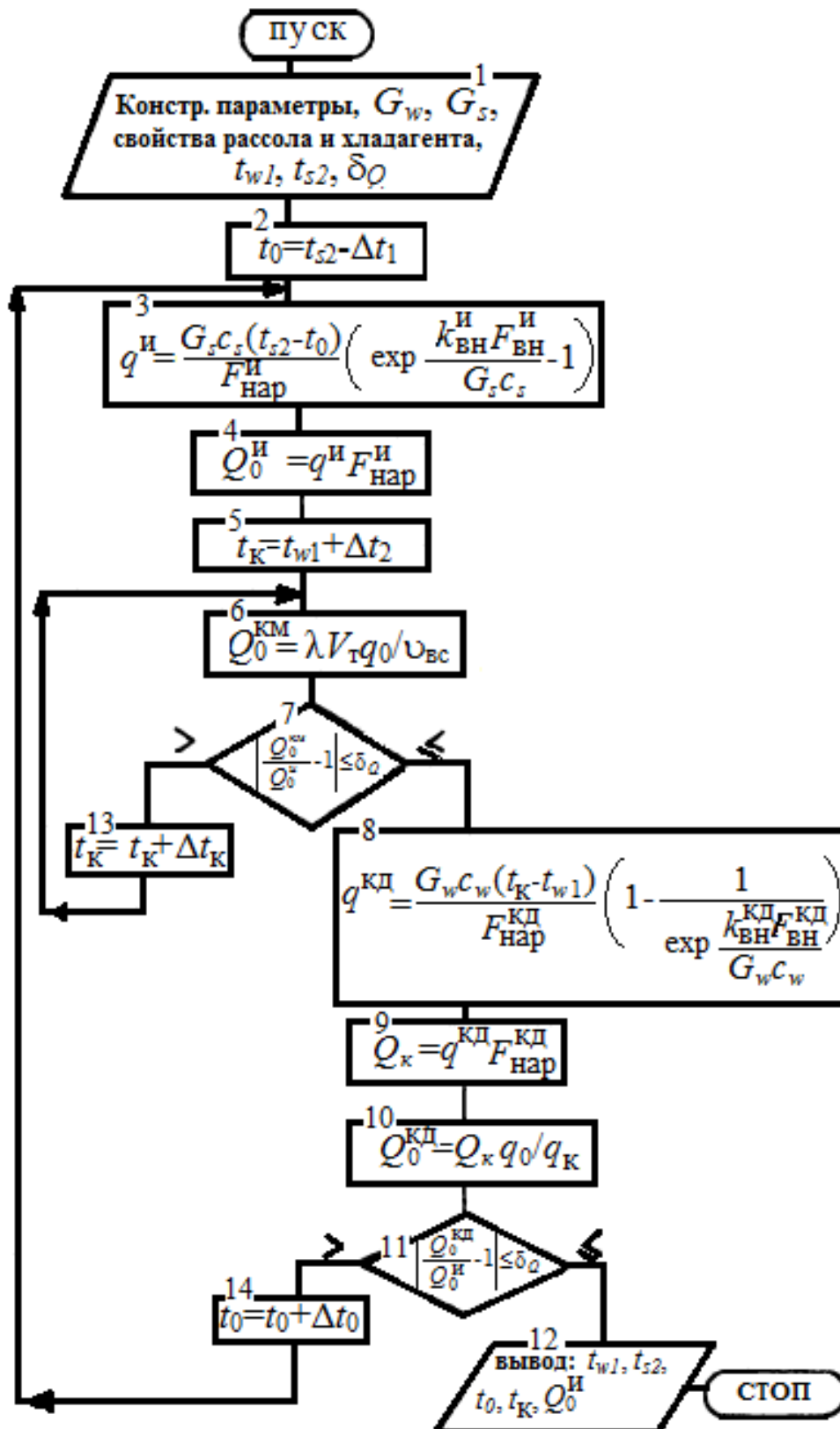


Рис. 2.14. Схема алгоритма ММ холодильной машины с кожухотрубными аппаратами

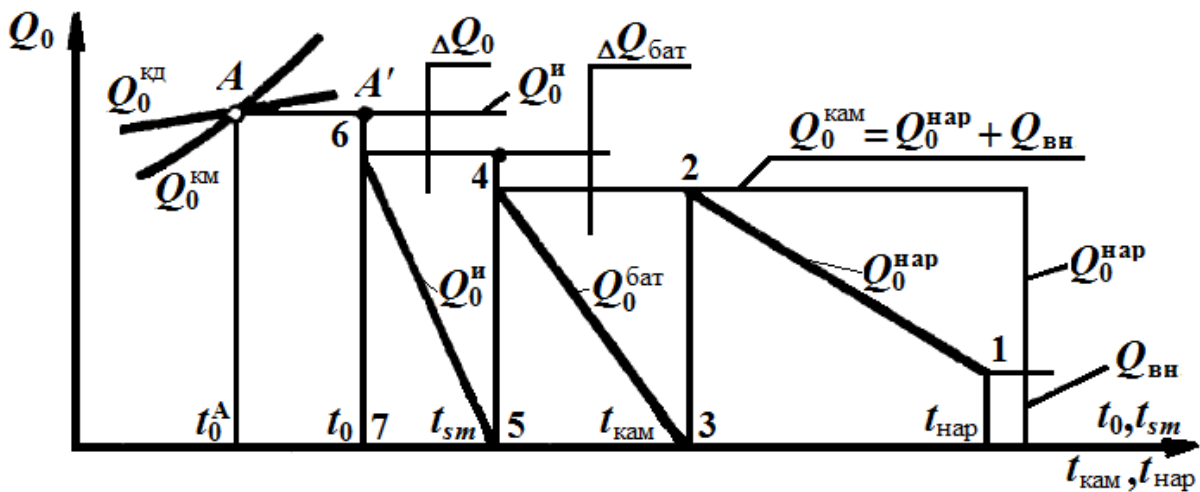


Рис. 2.15. Согласование характеристик ХМ и объекта охлаждения

Здесь $Q_{\text{вн}}$ – внутренние теплопритоки в холодильную камеру, $Q_0^{\text{нар}}$ – теплопритоки в камеру через наружные ограждения. В простейшем случае $Q_0^{\text{нар}}$ можно представить так:

$$Q_0^{\text{нар}} = k_{\text{нар}} F_{\text{нар}} (t_{\text{нар}} - t_{\text{кам}}), \quad (2.81)$$

где $k_{\text{нар}}$, $F_{\text{нар}}$ – коэффициенты теплопередачи и площадь поверхности наружных ограждений соответственно; $t_{\text{нар}}$ – температура наружного воздуха; $t_{\text{кам}}$ – температура воздуха в камере.

В уравнении (2.81) $Q_0^{\text{нар}}$ линейно зависит от $t_{\text{нар}}$, поэтому 1–2 является прямой линией. При заданной температуре $t_{\text{кам}}$ точка 2 должна иметь координаты $t_{\text{кам}}$ и $Q_0^{\text{кам}}$. Из точки 3 строится характеристика рассольной батареи в виде прямой линии 3–4, определяемой уравнением

$$Q_0^{\text{бат}} = k_{\text{вн}}^{\text{бат}} F_{\text{вн}}^{\text{бат}} (t_{\text{кам}} - t_{\text{см}}), \quad (2.82)$$

где $k_{\text{вн}}^{\text{бат}}$, $F_{\text{вн}}^{\text{бат}}$ – коэффициенты теплопередачи и площадь поверхности теплопередачи рассольной батареи соответственно; $t_{\text{см}}$ – средняя температура рассола в испарителе.

Последняя определяется точкой пересечения прямых: по уравнению (2.82) и $Q_0^{\text{кам}} = \text{const}$. Из точки 5 строится характеристика испарителя так, как это было описано в подразделе «Характеристика испарителя».

Холодопроизводительность в точке 6 называют холодопроизводительностью испарителя «нетто»:

$$Q_0^{\text{и нетто}} = Q_0^{\text{кам}} + \Delta Q_{\text{бат}}, \quad (2.83)$$

где $\Delta Q_{\text{бат}}$ – отепление рассола за счёт окружающего воздуха на участке от испарителя до рассольной батареи.

Холодопроизводительность испарителя «брутто» равна $Q_0^{\text{км}}$ и $Q_0^{\text{кд}}$ и определяется уравнением:

$$Q_0^{\text{и}} = Q_0^{\text{и брутто}} = Q_0^{\text{нетто}} + \Delta Q_0, \quad (2.84)$$

где ΔQ_0 – тепловой поток в испаритель от наружного воздуха.

Пересечение линий $t_0 = \text{const}$ и $Q_0^{\text{и}} = \text{const}$ даёт точку A' – точку совместной работы испарителя, компрессора и конденсатора. Однако на рис. 2.15 пересечение характеристик компрессора и конденсатора соответствует точке A , а не точке A' . Это связано с тем, что здесь учтено понижение давления во всасывающем трубопроводе компрессора от давления p_0 , равного давлению насыщения при температуре кипения в испарителе t_0 , до давления $p_{\text{вс}}$, которому соответствует температура насыщения $t_0^{\text{А}}$, причём очевидно, что $t_0^{\text{А}} < t_0$. Для учёта этого явления всасывающий трубопровод рассматривается как самостоятельный элемент ХМ, и для него должно быть составлено описание, позволяющее построить соответствующую характеристику.

Характеристика всасывающего трубопровода. До сих пор при описании взаимодействия между элементами считалось, что обмен сигналами между ними осуществляется по идеальным каналам связи, т.е. мгновенно и без искажений. В частности, было принято, что во всасывающем трубопроводе не происходило ни падения давления пара, выходящего из испарителя, ни повышения его температуры.

При моноблочном варианте монтажа компрессора и испарителя влияние всасывающего трубопровода на характеристику ХМ действительно пренебрежимо мало, но в случаях значительного удаления испарителя от компрессора (на несколько десятков метров) возникает необходимость учитывать изменение состояния пара во всасывающем трубопроводе. С этой целью внесём его в перечень самостоятельных элементов и составим соответствующую упрощённую модель.

При движении от испарителя к компрессору пар преодолевает сопротивление двух видов: трение по длине трубы $\Delta p_{\text{тр}}$ и в местных сопротивлениях $\Delta p_{\text{м.с}}$ (перемена диаметра трубопровода, вентили, повороты и др.). Падение давления, вызванное трением в трубах (без учёта влияния масла), определяют по формуле

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{l_{\text{тр}}}{d_{\text{вн}}} \frac{\rho w^2}{2},$$

где $\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент сопротивления трения; $l_{\text{тр}}$ – длина прямого участка трубопровода, м; w – скорость движения пара, м/с; ρ – плотность пара на выходе из испарителя, кг/м³; $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубы, м.

Коэффициент сопротивления трения для стальных труб рассчитывается следующим образом:

при $Re \leq 100\,000$ по формуле

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,316 / Re^{0,25};$$

при $Re > 100\,000$ – по формуле

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,032 + 0,221 / Re^{0,237}.$$

Потеря давления от местных сопротивлений $\Delta p_{\text{м.с}}$, Па:

$$\Delta p_{\text{м.с}} = \xi \frac{\rho w^2}{2}. \quad (2.85)$$

Суммарную потерю давления можно представить в виде

$$\Delta p_{\text{вс. тр}} = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м.с}} = \frac{\rho w^2}{2} \left(\lambda_{\text{тр}} \frac{l_{\text{тр}}}{d_{\text{вн}}} + \xi \right). \quad (2.86)$$

Сумма в круглых скобках уравнения (2.86) представляет собой общий коэффициент сопротивления всасывающего трубопровода конкретного конструктивно-монтажного исполнения:

$$\xi_{\text{вс. тр}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{l_{\text{тр}}}{d_{\text{вн}}} + \xi.$$

Тогда суммарная потеря давления равна

$$\Delta p_{\text{вс. тр}} = \frac{\rho_1 w^2}{2} \xi_{\text{вс. тр}}. \quad (2.87)$$

Коэффициент местных сопротивлений для некоторых гидравлических элементов представлен в табл. 2.5 [5].

Таблица 2.5

Коэффициент местного сопротивления

Тип гидравлического элемента	ξ
Буферная ёмкость	1,5
Маслоотделитель	5–8
Поворот на 180° внутри холодильника при переходе из одного пучка труб в другой	2,5
Вход в межтрубное пространство холодильника перпендикулярно трубам	1,5
Выход из межтрубного пространства перпендикулярно трубам	1,0
Вентили: проходные $d = 50 - 400$ мм угловые прямоточные	4,0–8,0 6,0 0,5
Внезапное расширение потока*	$\xi = 1 - f_1/f_2^2$
Внезапное сужение потока*	$\xi = 0,5 \cdot 1 - f_1/f_2$

* f_1 , f_2 – площади предшествующего и последующего проходных сечений по ходу потока.

Скорость потока, входящего в уравнение (2.85), определяется обычным способом:

$$w = V_d / f_{\text{вс. тр}},$$

где V_d – действительный объёмный расход холодильного агента; $f_{\text{вс. тр}}$ – площадь проходного сечения трубы.

В технической документации указывается обычно не внутренний диаметр $d_{\text{вн}}$, а условный проход D_y . Некоторые параметры стальных и медных труб приведены в табл. 2.6.

Таблица 2.6

Параметры стальных и медных труб

Стальные трубы				Медные трубы			
Условный проход D_y , мм	Наружный диаметр d_H , мм	Внутренний диаметр $d_{\text{вн}}$, мм	Масса 1 м, кг	Условный проход D_y , мм	Наружный диаметр d_H , мм	Внутренний диаметр $d_{\text{вн}}$, мм	Масса 1 м, кг
8	12	8	0,493	6	9	7	0,224
10	14	10	0,592	8	10	8	0,252
15	18	14	0,789	10	12	10	0,307
20	22	18	0,986	14	16	14	0,419
25	32	27,5	1,65	16	18	16	0,475
32	38	33,5	1,98	20	24	21	0,943
40	45	40,5	2,73				
50	57	50	4,62	25	28	25	1,111
70	76	69	6,26				
80	89	82	7,38	32	36	32	1,900
100	108	100	10,26				
125	133	125	12,73	40	45	40	2,969
150	159	150	17,15				
200	219	207	31,52	50	55	50	5,065

Скорость пара связана с массовым расходом холодильного агента уравнением

$$w = \frac{V_d}{f_{\text{вс. тр}}} = \frac{G_a}{f_{\text{вс. тр}} \rho_1}.$$

Подставляем полученное значение скорости в выражение (2.87) и разрешаем его относительно

$$G_a = f_{\text{вс. тр}} \sqrt{\frac{2 \Delta p_{\text{вс. тр}} \rho_1}{\xi_{\text{вс. тр}}}}. \quad (2.88)$$

Заменим $\Delta p_{\text{вс. тр}}$ соответствующей разностью давлений и умножим обе части уравнения (2.88) на q_0 .

Вычислим холодопроизводительность $Q_0^{\text{вс. тр}}$, соответствующую всасывающему трубопроводу с параметрами $d_{\text{вн}}$, $l_{\text{тр}}$ и $\xi_{\text{вс. тр}}$:

$$Q_0^{\text{вс. тр}} = q_0 f_{\text{вс. тр}} \sqrt{\frac{2 p_0 - p_{\text{вс}} \rho_1}{\xi_{\text{вс. тр}}}}, \quad (2.89)$$

где $p_{\text{вс}}$ – давление пара во всасывающем патрубке.

Холодопроизводительность компрессора

$$Q_0^{\text{км}} = \lambda \left(\frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{вс}}} \right) V_{\text{т}} \frac{q_0}{v_{p_{\text{вс}}, t_1}}, \quad (2.90)$$

где $\lambda \left(\frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{вс}}} \right)$ – коэффициент подачи, определённый как функция отношений давлений $\left(\frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{вс}}} \right)$; $v_{p_{\text{вс}}, t_1}$ – удельный объём как функция давления $p_{\text{вс}}$ и температуры t_1 .

В системе уравнений (2.89) и (2.90) входными параметрами являются следующие: $V_{\text{т}}$, $p_{\text{к}}$, p_0 , $t_{\text{к}}$, t_0 , t_1 , $d_{\text{вн}}$, $l_{\text{тр}}$, $\xi_{\text{вс. тр}}$, ρ_1 , а выходными Q_0 и $p_{\text{вс}}$. Таким образом, в двух уравнениях (2.89) и (2.90)

имеем две неизвестные переменные Q_0 и $p_{вс}$, которые могут быть определены совместным решением этих уравнений.

Из уравнения (2.90) видно, что снижение холодопроизводительности компрессора обусловлено уменьшением коэффициента подачи из-за возрастания отношения давлений $(p_k/p_{вс}) > (p_k/p_0)$, а также возрастанием удельного объёма пара $v_{вс} > v_1$.

На рис. 2.16 показано положение рабочих точек процесса во всасывающем трубопроводе без учёта (А) и с учётом (В₁).

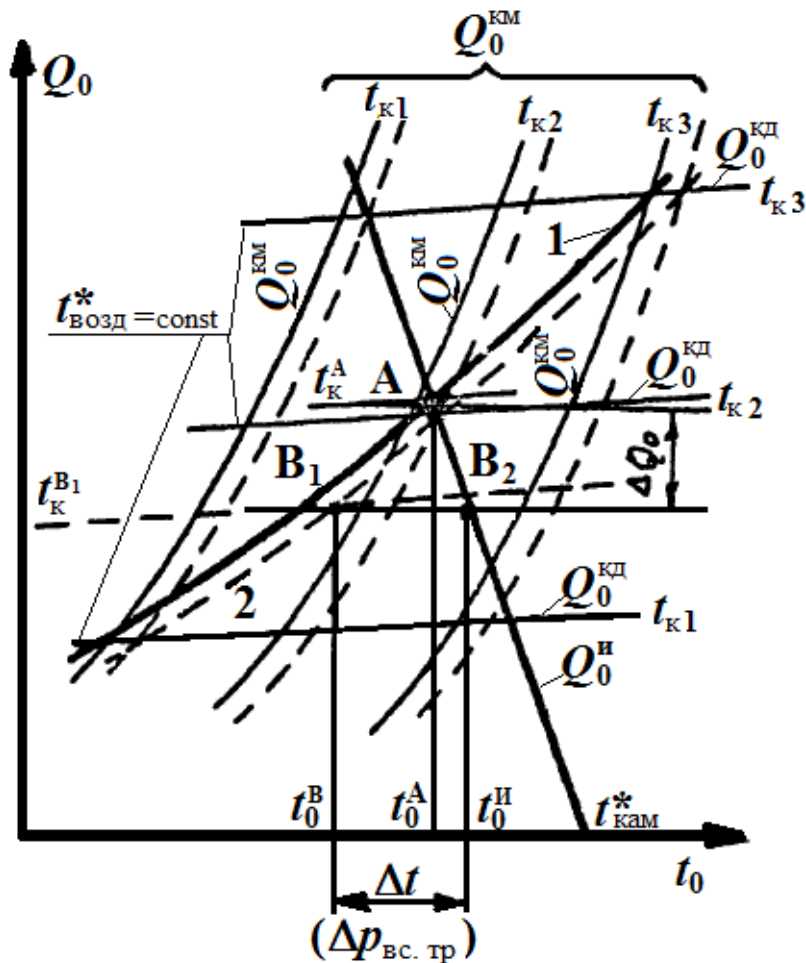


Рис. 2.16. Смещение рабочей точки А при учёте падения давления во всасывающем трубопроводе:

1, 2 – характеристики компрессорно-конденсаторного агрегата без учёта и с учётом $\Delta p_{вс.тр}$

Температура t_0^B соответствует температуре насыщения при давлении $p_{вс}$. Падение давления $\Delta p_{вс.тр}$ приводит к повышению тем-

пературы кипения в испарителе ($t_0^и > t_0^А$), к снижению температуры конденсации ($t_k^{B_1} < t_k^А$) и к уменьшению холодопроизводительности машины на величину ΔQ_0 .

Как известно, метод регулирования производительности дросселированием на всасывании основан на эффекте снижения холодопроизводительности при наличии $\Delta p_{вс. тр}$.

В порядке уточнения отметим, что точка B_1 является точкой совместной работы только компрессора и конденсатора, а не рабочей точкой режима работы всей холодильной машины.

Работа испарителя соответствует точке B_2 , расположенной на его характеристике и имеющей координаты $t_0^и$ и $Q_0^и$.

2.4. Двухступенчатая холодильная машина

Графическая характеристика. Рассмотрим аммиачную двухступенчатую холодильную машину с однократным дросселированием и полным промежуточным охлаждением, функциональная схема и гидравлический цикл которой изображены на рис. 2.17.

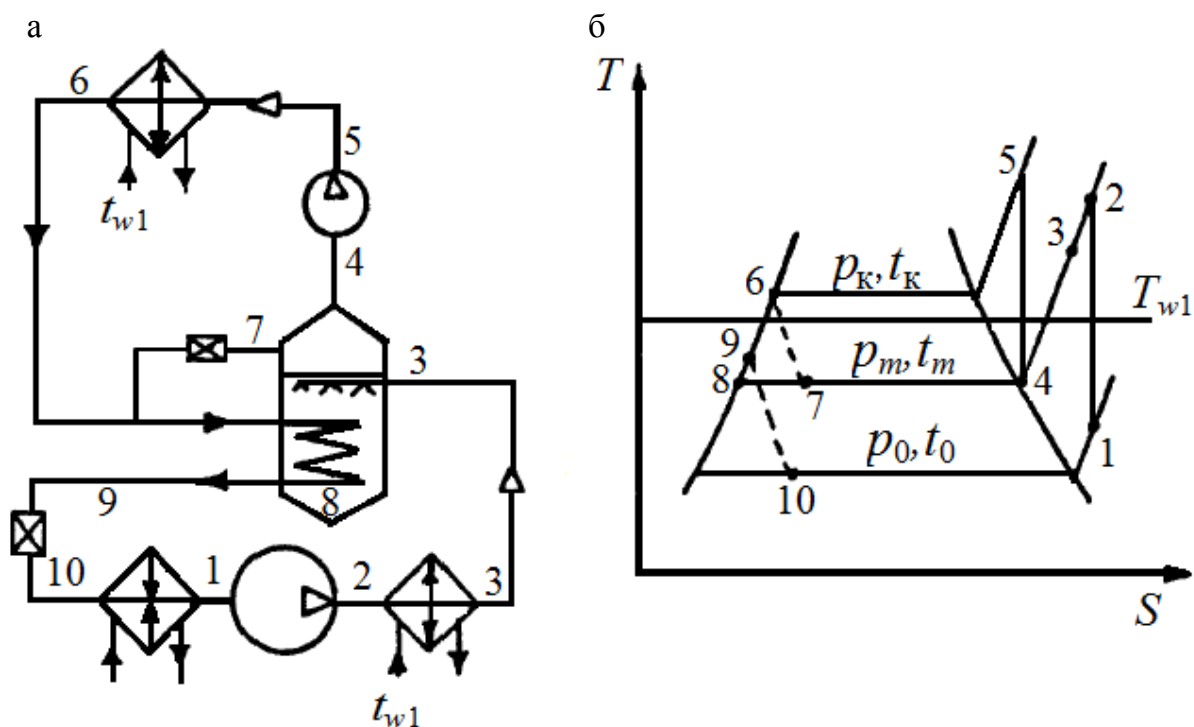


Рис. 2.17. Двухступенчатая холодильная машина с однократным дросселированием и полным промежуточным охлаждением:
а – функциональная схема; б – термодинамический цикл

Анализ схемы и цикла этой холодильной машины приводит к известному из теории результату [6]:

$$G_{ав} = G_{ан} \frac{i_3 - i_9}{i_4 - i_7}$$

или

$$G_{ав} i_4 - i_7 = G_{ан} i_3 - i_9, \quad (2.91)$$

где $G_{ав}$, $G_{ан}$ – соответственно массовые подачи компрессоров высокого и низкого давления.

Соотношение (2.91) позволяет условно рассматривать данную холодильную машину как каскадную, состоящую из верхней ветви с компрессором высокого давления (КВД) и нижней – с компрессором низкого давления (КНД). При этом промежуточный сосуд рассматривается как конденсатор-испаритель.

Рассмотрим построение характеристики машины двумя способами, а именно – графическим и с помощью математической модели.

Графическая характеристика ХМ показана на рис. 2.18.

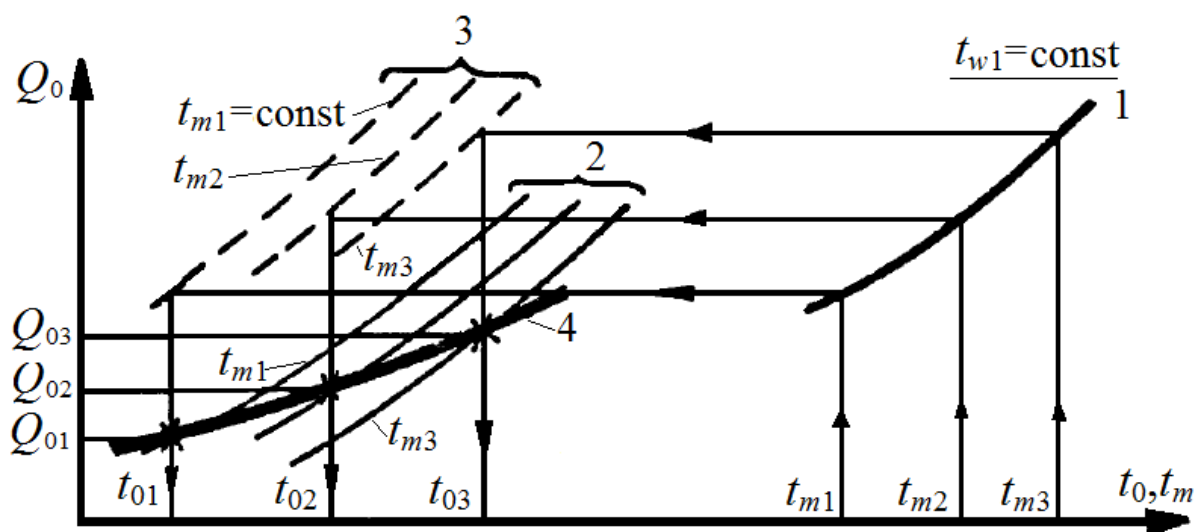


Рис. 2.18. Характеристика двухступенчатой холодильной машины:

$$1 - Q_0^{КВД+КНД} = f_1 t_{w1}, t_m ; 2 - f_2 t_0 \text{ при } t_m = \text{const};$$

$$3 - Q_0^{КНД} = f_3 t_0 \text{ при } t_m = \text{const}; 4 - Q_0 = f_4 t_{w1}, t_0$$

Ограничим характеристику ХМ зависимостью $Q_0 = f(t_{w1}, t_0)$, так как вторая характеристика (по мощности) может быть легко получена из первой.

Введём следующие упрощающие допущения:

1) перегрев пара на всасывании в компрессор низкого давления осуществляется в испарителе и имеет постоянное значение для всех режимов;

2) температура пара на выходе из промежуточного охладителя (точка 3) имеет постоянное для всех режимов значение $t_3 = t_{w1} + \Delta t_3$;

3) температура t_9 для всех режимов равна $t_9 = t_m + \Delta t_9$, где t_m – температура кипения при промежуточном давлении.

Кривая 1 – это холодопроизводительность агрегата КВД – конденсатор. Её построение было подробно описано в предыдущих подразделах.

Семейство кривых 2 представляет собой характеристику по холодопроизводительности КНД при нескольких значениях t_m , например t_{m1}, t_{m2}, t_{m3} .

Кривые 3 отражают зависимость условного теплового потока конденсатора (конденсатора-испарителя) нижней ветви каскада $Q_K^{КНД}$ от температуры кипения при постоянных значениях t_{m1}, t_{m2} и t_{m3} .

Построения показаны стрелками. При заданных температурах t_{m1}, t_{m2} и t_{m3} сравниваются холодопроизводительность верхней и тепловой поток конденсатора нижней ветви каскада. Затем находят температуру кипения и холодопроизводительность, для чего точки пересечения, показанные на рис. 2.18, соединяют плавной кривой 4, которая и является характеристикой данной холодильной машины.

Основные уравнения. К основным уравнениям, позволяющим рассчитать характеристику холодильной машины, относятся тепловые потоки условно выделенных нижней и верхней ветвей каскада, т. е. следующие зависимости:

$$Q_0 = G_{ан} i_1 - i_9 ; \quad (2.92)$$

$$Q_K^{КНД} = G_{ан} i_3 - i_9 ; \quad (2.93)$$

$$Q_0^{КВД} = G_{ав} i_4 - i_7 ; \quad (2.94)$$

$$Q_0^{\text{КВД}} = Q_0^{\text{КНД}}; \quad (2.95)$$

$$Q_K = k_{\text{ВН}}^{\text{КД}} F_{\text{ВН}}^{\text{КД}} t_K - t_{\text{wm}}; \quad (2.96)$$

$$Q_0^{\text{КД}} = q_{0m} Q_K / q_0; \quad (2.97)$$

$$q_{0m} = i_4 - i_7. \quad (2.98)$$

Зависимость (2.84) является характеристикой конденсатора для простейшего случая со средней температурой воды t_{wm} . Для получения более точных результатов зависимость (2.96) заменяется уравнением (2.68) и зависимость $Q_K = f(t_{\text{w1}}, t_m)$ определяется так, как это описано в подразделе «Характеристика конденсатора».

Последовательность расчёта поясняется схемой алгоритма, представленной на рис. 2.19.

В блоке 2 схемы алгоритма принимается значение промежуточного давления p_m в первом приближении.

Это значение с очень большой вероятностью окажется ниже, чем требуется для установившегося режима работы машины. Об этом будет свидетельствовать соотношение $Q_0^{\text{КВД}} < Q_K^{\text{КНД}}$.

Повышение $Q_0^{\text{КВД}}$ возможно либо за счёт понижения t_K , либо за счёт повышения t_m .

В первом приближении принято, что $t_K = t_{\text{w1}} + \Delta t_K$, где $\Delta t_K = 1-3$ °С (блок б).

Это свидетельствует о том, что понижение t_K в данном случае невозможно, а необходимо повышать t_m (блок 1б).

Таким образом, после некоторых корректировок t_m достигается выполнением соотношения блока условного перехода 10.

После этого вычисляется $Q_0^{\text{КД}}$ в блоке 11 и проверяется условие в блоке 12.

При невыполнении этого условия в очередной раз корректируется p_m в сторону повышения. Теперь это может привести к соотношению $Q_0^{\text{КВД}} > Q_K^{\text{КНД}}$.

Такое соотношение требует повышения t_K (блок 17).

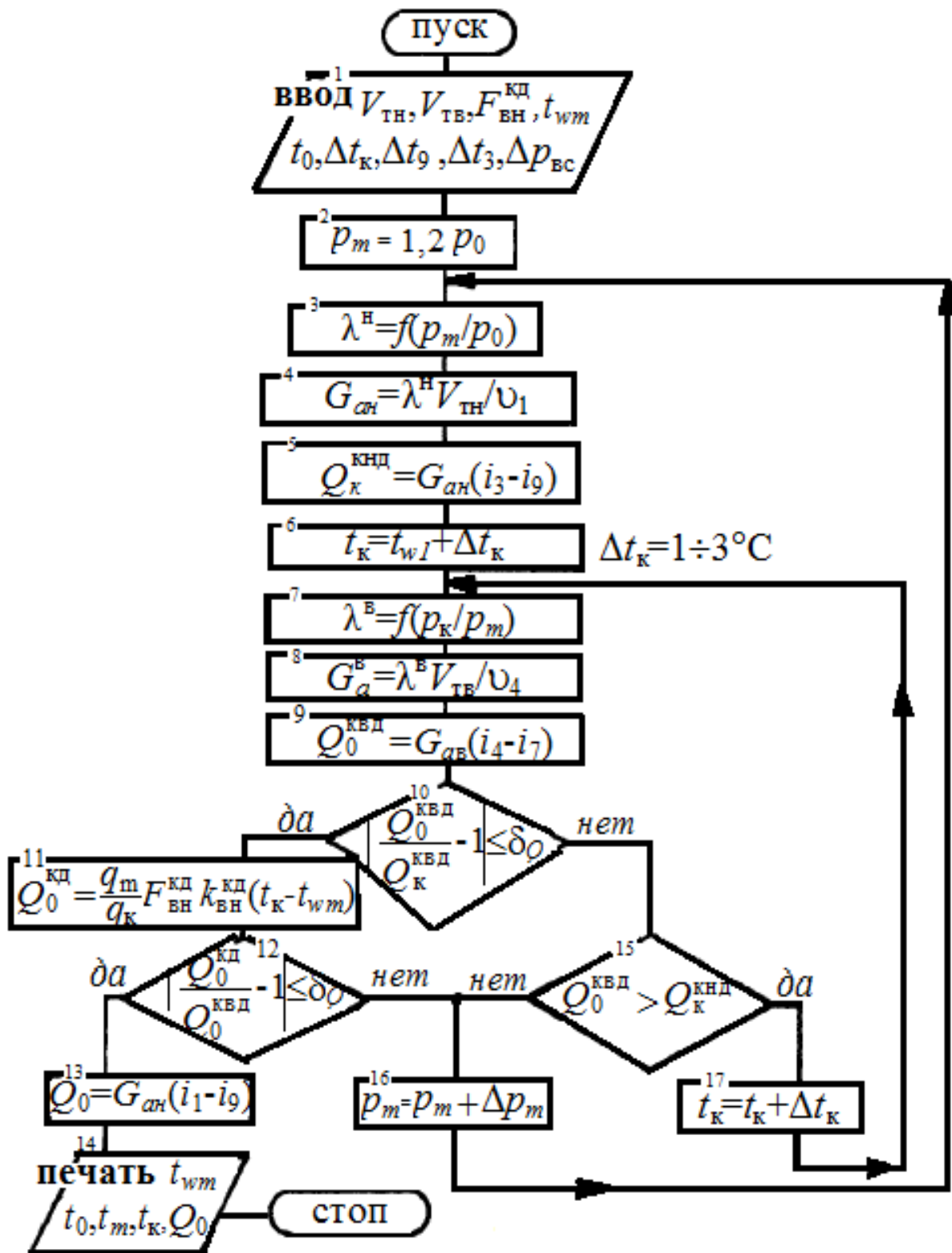


Рис. 2.19. Схема алгоритма расчёта характеристики двухступенчатой холодильной машины

В конечном итоге определяются такие значения t_m и t_k , которые удовлетворяют проверке как в блоке 10, так и в блоке 12.

Подобным образом могут быть рассчитаны и характеристики других сложных схем холодильных машин – трёхступенчатых и каскадных.

При расчёте хладоновых холодильных машин необходимо учитывать влияние регенеративного теплообменника.

Характеристика регенеративного теплообменника

На рис. 2.20 показаны функциональная схема и термодинамический цикл работы хладоновой ХМ с регенеративным теплообменником (РТ) (без учёта его гидравлического сопротивления).

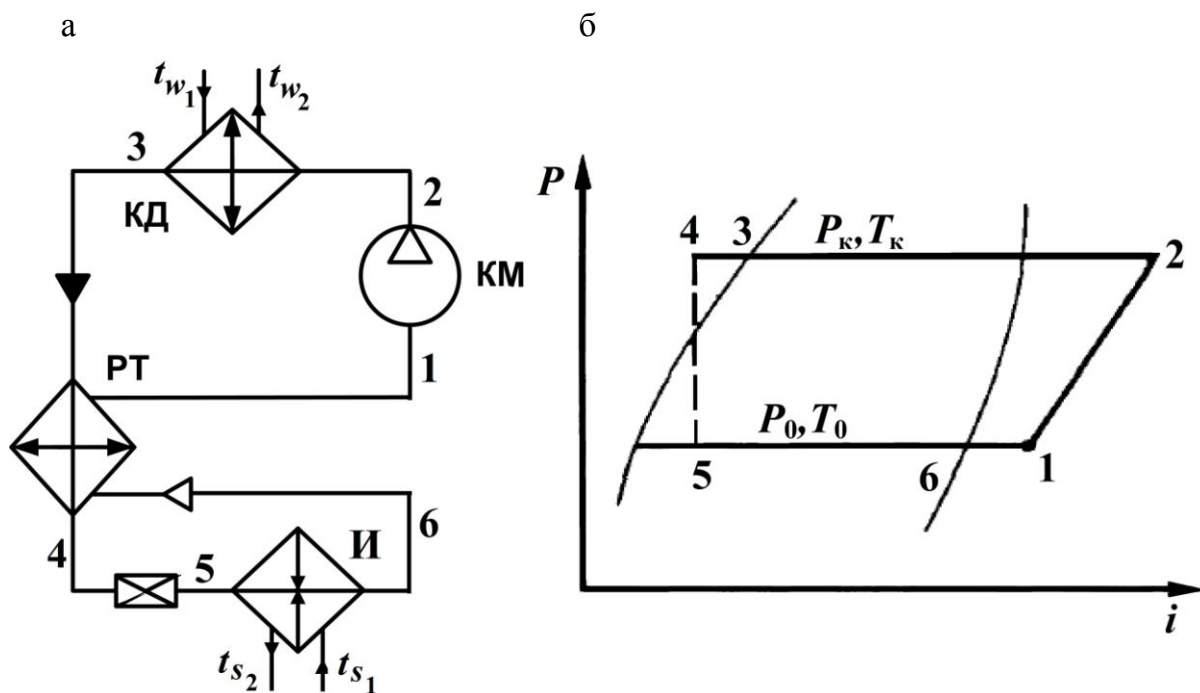


Рис. 2.20. Функциональная схема (а) и термодинамический цикл (б) регенеративной ХМ

Для отыскания точки совместной работы машины необходимо внести РТ в список элементов и составить для него описание. Основные уравнения для РТ приведены ниже:

$$Q_{рт} = G_a c_{п} t_1 - t_0 ; \quad (2.99)$$

$$Q_{\text{PT}} = G_a c_{\text{ж}} t_{\text{к}} - t_4 ; \quad (2.100)$$

$$Q_{\text{PT}} = k^{\text{PT}} F^{\text{PT}} \theta_m ; \quad (2.101)$$

$$\theta_m = \frac{t_4 - t_0 - t_{\text{к}} - t_1}{\ln \frac{t_4 - t_0}{t_{\text{к}} - t_1}}, \quad (2.102)$$

где $c_{\text{п}}$ – изобарная теплоёмкость перегретого пара при давлении кипения; $c_{\text{ж}}$ – теплоёмкость жидкости по левой пограничной кривой.

Значения $c_{\text{п}}$ и $c_{\text{ж}}$ можно определить с помощью программы описания термодинамических свойств холодильного агента [15]:

$$c_{\text{п}} = i_1 - i_6 / i_1 - i_0 \quad \text{и} \quad c_{\text{ж}} = i_3 - i_4 / i_{\text{к}} - i_4 .$$

Совместное решение уравнений (2.99) и (2.100) приведёт к результату

$$t_4 = t_{\text{к}} - c t_1 - t_0 ,$$

где $c = c_{\text{п}} / c_{\text{ж}}$.

Подстановка t_4 в уравнение (2.102) позволяет выразить θ_m через $t_{\text{к}}$, t_0 , t_1 и c :

$$\theta_m = \frac{t_1 - t_0 - 1 - c}{\ln \frac{t_{\text{к}} - t_0 - c t_1 - t_0}{t_{\text{к}} - t_1}} .$$

Из уравнений (2.99) и (2.101) следует:

$$G_a c_{\text{п}} t_1 - t_0 = k^{\text{PT}} F^{\text{PT}} \theta_m$$

ИЛИ

$$G_a c_{\text{п}} t_1 - t_0 = k^{\text{PT}} F^{\text{PT}} \frac{t_1 - t_0 - 1 - c}{\ln \frac{t_{\text{к}} - t_0 - c t_1 - t_0}{t_{\text{к}} - t_1}} ,$$

откуда

$$G_a = k^{PT} F^{PT} \frac{1-c}{c_{II} \ln \frac{t_K - t_0 - c t_1 - t_0}{t_K - t_1}}.$$

Удельную холодопроизводительность регенеративного цикла выразим следующим образом:

$$q_0 = i_0'' - i_K' + c_{II} t_1 - t_0, \quad (2.103)$$

где i_0'' – энтальпия сухого насыщенного пара при температуре t_0 ; i_K' – энтальпия насыщенной жидкости при температуре t_K .

Запишем уравнения характеристик элементов регенеративной ХМ для упрощенного варианта со средней температурой воды t_{wm} и рассола t_{sm} и с постоянными значениями коэффициентов теплопередачи испарителя, конденсатора и регенеративного теплообменника:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_0^И = k^И F^И t_{sm} - t_0 ; \\ Q_0^{PT} = k^{PT} F^{PT} \frac{1-c}{c_{II} q_0 \ln \frac{t_K - t_0 - c t_1 - t_0}{t_K - t_1}} ; \\ Q_0^{KM} = \lambda V_T \frac{q_0}{v_1} ; \\ Q_0^{KD} = k^{KD} F^{KD} t_K - t_{wm} q_0 / q_K ; \\ q_0 = i_0'' - i_K' + c_{II} t_1 - t_0 ; \\ q_K = i_2 - i_3. \end{array} \right. \quad (2.104)$$

По сравнению с системой уравнений для нерегенеративной ХМ здесь появились дополнительное уравнение для Q_0^{PT} и неизвестная переменная t_1 .

Следовательно, в системе (2.104) выходными являются следующие переменные: t_0 , t_k , t_1 и Q_0 .

Режим совместной работы всех элементов проанализируем графическим способом (рис. 2.21).

Характеристики элементов на рис. 2.21 построены по уравнениям системы (2.104).

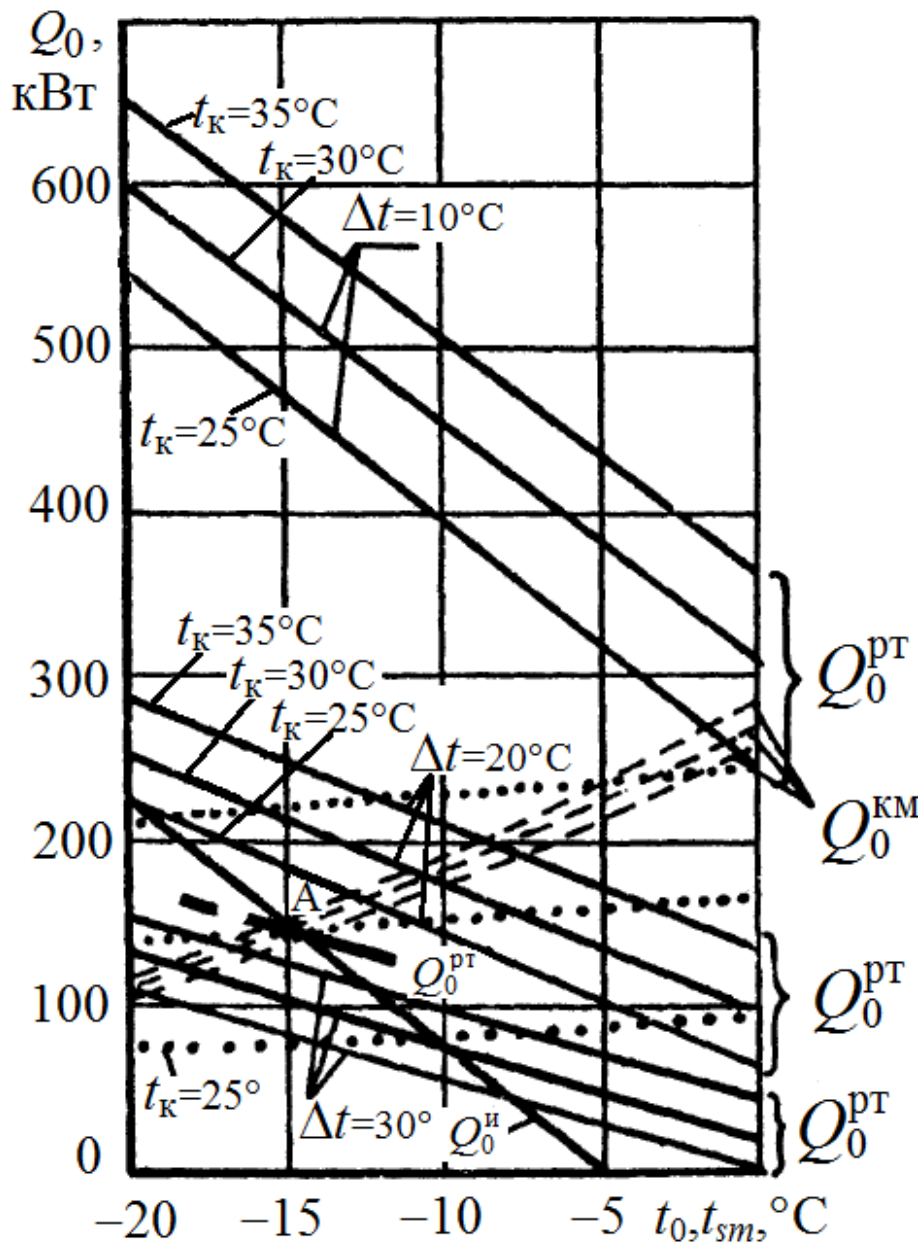


Рис. 2.21. Характеристики и точка совместной работы элементов регенеративной ХМ:

- — испаритель и регенеративный теплообменник;
- - - — компрессор; . . . — конденсатор

Исходные данные:

теоретический объём компрессора $V_T = 0,14 \text{ м}^3/\text{с}$;

коэффициенты теплопередачи и площади поверхности теплопередачи аппаратов:

$$k^И = 300 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \quad F^И = 50 \text{ м}^2;$$

$$k^КД = 700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \quad F^КД = 26 \text{ м}^2;$$

$$k^РТ = 160 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \quad F^РТ = 4,44 \text{ м}^2;$$

средняя температура воды $t_{wm} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$;

средняя температура рассола $t_{sm} = -5 \text{ }^\circ\text{C}$;

холодильный агент – R12.

Характеристики всех элементов построены при трёх значениях температур t_k : 25, 30 и 35 $^\circ\text{C}$. Для регенеративного теплообменника характеристики строятся для трёх значений температур $\Delta t = t_1 - t_0$: 10, 20 и 30 $^\circ\text{C}$.

Точка *A* соответствует точке совместной работы всех элементов и находится на пересечении их характеристик.

Точка *A* имеет следующие координаты: $t_0 = -15 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_k = 30 \text{ }^\circ\text{C}$; $\Delta t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $Q_0 = 150 \text{ кВт}$.

Проведённые расчёты и рис. 2.21 позволяют сделать следующие выводы: во-первых, при фиксированных значениях t_0 и t_k значение $Q_0^{РТ}$ увеличивается с уменьшением Δt ; во-вторых, характеристики компрессора и конденсатора практически «нечувствительны» к значению Δt .

Благодаря этим выводам в основу решения системы (2.104) могут быть положены схемы алгоритма, показанные на рис. 2.8 и 2.14.

При их использовании необходимо учесть два дополнительных момента: во-первых, расчёты проводятся для ряда значений Δt до тех пор, пока не будет выполнено условие

$$Q_0^И = Q_0^{КМ} = Q_0^{КД} = Q_0^{РТ};$$

во-вторых, удельная массовая холодопроизводительность цикла будет определена уравнением (2.103).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кафаров В.И., Перов В.Л., Мешалкин В.П.** Принципы математического моделирования химико-технологических систем. – М.: Химия, 1974. – 343 с.
2. Математическое моделирование химико-технологических процессов / А.В. Кравцов, Н.В. Ушева, Е.А. Кузьменко, А.Ф. Федоров. – Томск, 2009. – 135 с.
3. **Налимов В.В.** Теория эксперимента. – М.: Наука, 1971. – 208 с.
4. **Половинкин А.И.** Основы инженерного творчества. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
5. **Френкель М.И.** Поршневые компрессоры. – Л.: Машиностроение, 1969. – 744 с.
6. Холодильные машины / Под ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 941 с.
7. **Нестеров Ю.Ф.** Судовые холодильные установки и системы кондиционирования воздуха. – М.: Транспорт, 1991. – 230 с.
8. **Бухарин Н.Н.** Моделирование характеристик центробежных компрессоров. – Л.: Машиностроение, 1983. – 214 с.
9. **Канторович В.И., Подлипенцева З.В.** Основы автоматизации холодильных установок. – М.: ВО «Агропромиздат», 1987. – 287 с.
10. **Попырин Л.С.** Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок. – М.: Энергия, 1978. – 416 с.
11. **Кудинов И.В., Кудинов В.А., Еремин А.В.** Математическое моделирование гидродинамики и теплообмена в движущихся жидкостях. – СПб.: Лань, 2015. – 208 с.
12. **Дворянчиков В.И., Рабаданов Г.А.** Исследование изохорной теплоемкости хладагентов и их смесей на линии фазового равновесия// Мониторинг. Наука и технологии. 2010.1 (2). С. 86–90.
13. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин / А.А. Гоголин, Г.Н. Данилова, В.М. Азарсков, Н.М. Медникова. – М.: Лег. и пищ. пром-сть, 1982. – 224 с.
14. **Оносовский В.В.** Моделирование и оптимизация холодильных установок. – Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1990. – 208 с.
15. Технологические этюды с Excel, Mathcad и Интернет / В.Ф. Очков, А.А. Александров и др. – СПб: БХВ–Петербург, 2014. – 336 с.

Татаренко Юлия Валентиновна

**ВВЕДЕНИЕ В МАТЕМАТИЧЕСКОЕ
МОДЕЛИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК
ПАРОВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ
ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН**

Учебно-методическое пособие

Ответственный редактор
Т.Г. Смирнова

Редактор
Р.А. Сафарова

Компьютерная верстка
Н.В. Гуральник

Дизайн обложки
Н.А. Потехина

Подписано в печать 2.09.2015. Формат 60×84 1/16
Усл. печ. л. 5,81. Печ. л. 6,25. Уч.-изд. л. 6,06
Тираж 50 экз. Заказ № С 42

Университет ИТМО. 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49

Издательско-информационный комплекс
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9