

45
45
Второй

Одесский технологический институт пищевой промышленности
им. М.В. Ломоносова

На правах рукописи

КОХАНСКИЙ Анатолий Иосифович

УДК 621.565,010:62-501.1,502.72,501.22

Теория и методы исследования динамических
режимов работы охлаждающих систем

Специальности 05.18.12 - процессы и аппараты пищевых производств.

05.13.07 - автоматическое управление и регулирование,
управление технологическими процессами
(промышленность)

Передано 10.83

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Одесса - 1983

CM

Работа выполнена в Одесском технологическом институте холодильной промышленности.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор ЧАЛЕЖАК И.Ф.

доктор технических наук,
профессор КАНЕВЕЦ Г.Е.

доктор технических наук,
профессор ВАРЛАМОВ И.Л.

АХТ 06.03.13
Теория и методы иссл



v014317

Ведущая организация: Московский технологический институт мясной и молочной промышленности (МТИМЛ).

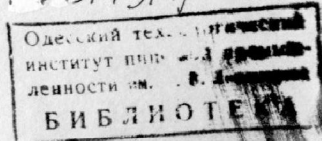
Защита состоится "5" июля 1984 г. в 10³⁰ час
на заседании специализированного совета Д 068.35.01 при Одесском
технологическом институте пищевой промышленности им. М.В. Ломоносова,
270039, Одесса, ул. Свердлова, 112.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Одесского
технологического института пищевой промышленности им. М.В. Ломоносова

Автореферат разослан "23" апреля 1984 г.

Ученый секретарь
специализированного совета
К.Т.Н., доцент

В.О. Загребалов



Актуальность. В основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года, принятых XXVI съездом КПСС, сказано: "Обеспечить комплексное развитие холодильной промышленности, расширить применение искусственного холода, обеспечивающего длительное сохранение и снижение потерь пищевой продукции".

В реальных условиях эксплуатации охлаждающих систем режимы хранения и охлаждения пищевых продуктов являются неустойчивыми, обусловленными изменениями внешних и внутренних тепловых потоков, температур окружающей среды и поверхности приборов охлаждения, степенью загрузки камер и другими факторами.

Вместе с тем режимы хранения охлажденных и замороженных пищевых продуктов, определены температурой, относительной влажностью и скоростью движения воздуха, которые должны быть устойчиво постоянными и равномерно распределены по объему камер.

В действительности режимы в камерах хранения имеют явно неустойчивый характер, что приводит к нарушению стабильности процессов тепло- и влагообмена и влечет за собой увеличение потерь и ухудшение качества пищевых продуктов. Существующие системы автоматического регулирования принципиально не могут обеспечить устойчиво состоящие режимы хранения, так как сами системы позиционного регулирования являются источником колебаний.

Хранение замороженных продуктов имеет свои особенности, связанные с характером протекания внутрикамерных процессов тепло- и влагообмена. При исследовании процессов хранения пищевых продуктов необходимо учитывать процессы не только во внутрикамерных охлаждающих приборах, а всю совокупность технических средств, обеспечивающих требуемые режимы хранения.

То есть микроклимат в камере хранения пищевых продуктов есть результат динамического равновесия между тепловыми потоками, посту-

13

пающими в камеру через ограждающие конструкции к продукту и отводятся через приборы охлаждения.

Процессы в охлаждающей системе являются сложными, распределенными в пространстве и во времени. Исследование такой системы в переменных режимах, а также отдельных ее агрегатов является пока еще не решенной задачей и представляет как теоретический, так и практический интерес.

Существующие методы проектирования систем управления не могут быть использованы для решения рассмотренных задач, так как неустановившиеся процессы в охлаждающих системах в настоящее время недостаточно изучены и поэтому исследование динамики теплообменных процессов в камерах хранения пищевых продуктов и аппаратах холодильных установок является важной и актуальной задачей.

Проблема. Проблема изучения процессов в охлаждающих системах хранения пищевых продуктов требует решения таких вопросов как:

- расчет, прогнозирование и синтез конструкций аппаратов и режимов работы охлаждающих систем с учетом условий процессов, протекающих в технологических линиях обработки продуктов холодом при сохранении качества и уменьшения естественных потерь;
- разработка научных основ управления охлаждающих систем и камер хранения, которые определяют исследования процессов, протекающих в системах обеспечения холодильного хранения пищевых продуктов как объектов автоматизации, и создание на этой основе методов расчета и проектирования охлаждающих систем и средств автоматизации технологических процессов с применением новейших достижений техники и ЭВМ.

Наиболее экономным и прогрессивным подходом решения рассматриваемой проблемы является создание системы математических моделей холодильных установок.

Целью работы является разработка теоретических основ расчета конструктивных параметров и режимов, динамических и статических характе-

ристик теплообменников охлаждающих систем, работающих в условиях нестационарности процессов, определяемых особенностями переноса тепла и массы при хранении пищевых продуктов в холодильниках.

Поставленная цель достигается решением следующих задач:

- определить особенности передачи тепла в теплообменниках охлаждающих систем в условиях взаимосвязанности процессов при хранении пищевых продуктов;
- разработать систему математических моделей теплообменных аппаратов охлаждающих систем и камер хранения, описывающих статику и динамику процессов с учетом специфики в переходных режимах;
- получить статические и динамические характеристики аппаратов и охлаждающих систем;
- определить особенности нестационарных процессов в охлаждающих системах при хранении пищевых продуктов;
- определить методические принципы и разработать методы расчета охлаждающих систем и их элементов, устанавливающие взаимосвязь параметров в нестационарных процессах,
- синтезировать двухступенчатую холодильную установку с терморекомпрессором, обеспечивающим безопасные условия эксплуатации, надежность и снижение затрат энергии;
- показать возможность и целесообразность применения теории управления для разработки и совершенствования методик расчета режимов и анализа технических систем;
- разработать методики проектирования аппаратов, позволяющие учесть основные возмущения на ранней стадии конструирования, создать алгоритмы и программы расчета динамики процессов на ЭВМ;
- разработать методики расчета систем автоматического регулирования параметров холодильных установок с нелинейными статическими характеристиками.

Определение конструктивных параметров и режимов работы тепло-

обменников - это традиционная задача дисциплины "Процессы и аппараты пищевых производств", а определение статических и динамических характеристик теплообменников, как объектов регулирования - основа теоретических расчетов систем управления.

В условиях взаимосвязанной работы теплообменников в охлаждающих системах эти задачи разделить невозможно. "Принципиальное различие между применявшимися ранее и вновь разрабатываемыми расчетными методами состоит в том, что научной основой первых являются исследование кинетики процесса тепломассопереноса, а вторых - его динамика" (А.А.Гухман, Б.П.Камовников. Холодильная техника №4, 1982 г.). Более того, их объединение позволяет найти простые способы решения задач повышения эффективности работы охлаждающих систем, оптимизировать режимы работы и управления в условиях хранения пищевых продуктов.

Научная новизна работы состоит в создании теоретических основ расчета теплообменников охлаждающих систем, работающих в условиях нестационарности, которая определяется особенностями переноса тепла и массы при обработке и хранении продуктов холодом.

В работе защищаются следующие научные положения:

- теоретические основы расчета конструктивных параметров и режимов теплообменников, работающих в нестационарных условиях хранения пищевых продуктов;
- система динамических моделей аппаратов, позволяющая моделировать процессы тепло- и массопереноса в существующих типах холодильных установок и камерах хранения пищевых продуктов в установившихся и переходных режимах и дает возможность выявить особенности нестационарных процессов в объектах с распределенными параметрами;
- способ повышения надежности и экономичности работы многоступенчатых аммиачных холодильных машин на основе термодинамического эффекта, позволяющего исключить условия возникновения аварийных режимов работы;

- закономерности переноса тепла и массы в условиях нестационарности охлаждающих систем при хранении пищевых продуктов;
- методики расчета нелинейных систем регулирования, которые позволяют определить основные свойства поведения нелинейных систем высокого порядка, содержащих n -нелинейных звеньев;
- система математических моделей, позволяющая определить динамические и статические характеристики охлаждающих систем как объектов управления;
- принципы получения устойчиво постоянных технологических режимов в камерах хранения, обеспечивающих минимум потерь пищевых продуктов;
- использование методических принципов в теории автоматического управления для расчета технологических процессов, которые позволили разработать новые методики конструкционного, оптимизационного расчетов аппаратов и коэффициентов тепло- и массообмена.

Результаты настоящей работы представляют новое научное направление в исследовании тепло-влажностных процессов в холодильной технике, которое можно сформулировать как "Исследование динамики тепловых процессов в системах обработки и хранения пищевых продуктов холодом".

Практическая ценность. Разработанная система математических моделей элементов охлаждающих систем, описывающая процессы тепло- и массообмена при хранении пищевых продуктов, позволяет выполнить исследование динамики различных охлаждающих систем на стадии проектирования, прогнозируя требуемые технологические режимы.

Предложенная аналитическая методика определения статических и динамических характеристик в отличие от экспериментального метода позволяет уже на стадии проектирования оценить влияние каждого из возмущающих факторов на режим работы охлаждающей системы. Это создает возможность выбрать такие расчетные условия работы системы,

которые обеспечивают не только наибольшую устойчивость ее к возмущающим воздействиям, но также создает возможность комплексно подойти к выбору и проектированию систем автоматического управления.

Синтезирован промежуточный охладитель двухступенчатой аммиачной холодильной установки, который позволил упростить схему узла охлаждения, повысить устойчивость процессов в промисоуде, повысить надежность и безопасность работы аммиачных многоступенчатых машин, снизить расход электроэнергии.

Получены новые данные по расчету уровня в промисоудах с учетом процесса вскипания хладагента, использование которых позволяет уточнить проектирование аппаратов данного типа.

Разработаны аналитические зависимости определения величины усушки пищевых продуктов по массе влаги, выпадающей на теплообменной поверхности охлаждающих приборов. Эти величины позволяют оценить влияние на процесс усушки всего многообразия факторов, определяемых внутренними и внешними возмущениями, действующими на холодильную машину и камеру хранения.

Созданы алгоритмы и программы расчета статических и динамических характеристик аппаратов, как элементов охлаждающей системы при безопасной схеме подачи хладагента.

Полученные методики расчета воздухоохладителей и конденсаторов на основе номограмм связывают режимные характеристики процессов и теплопередающую поверхность и позволяют анализировать их работу в нерасчетных режимах.

Практическая ценность достигнутых результатов диссертации в целом заключается в создании нового научного направления в исследовании и проектировании охлаждающих систем с позиции динамики процессов, позволяющих решить проблему оптимизации и автоматизации режимов хранения пищевых продуктов с минимальными потерями.

Реализация работы. Результаты предлагаемой теоретической работы

нашли широкое внедрение в виде методик расчетов и отдельных узлов в разработках многих проектных институтов, конструкторских бюро, заводов по изготовлению холодильного оборудования.

Внедрение на Дрогобычском, Одесском и Кустанайском холодильных промежуточного охладителя в виде термопрессора, позволило снизить расход энергии и получить годовой экономический эффект 14,0 рублей на один агрегат двухступенчатого сжатия.

Применение разработанных математических моделей для анализа холодильной установки, как объектов управления и синтеза автоматических систем регулирования при разработке калориметрического стенда для испытания компрессоров СКБ КХМ ПО "Одесхолодмаш" составляет экономический эффект от внедрения девяти стендов на береговой испытательной станции 424,26 тыс. рублей в год. Внедрение программ автоматизированного проектирования теплообменников позволяет получить годовой экономический эффект 416.000 рублей.

Получено заключение управления оборудованием Министерства пищевой промышленности СССР о внедрении результатов работы в областях пищевой промышленности, использующих холод и занимающихся проектированием аппаратов и систем автоматического управления.

Результаты работы нашли применение в учебном процессе и в главе "Математическое моделирование холодильных установок" в учебнике "Холодильные установки" Чумака М.Г., Чепурненко В.П., Чулкина С.Г.

Достигнутые результаты в работе и их применение в перспективе приказом Минвуза СССР от 23.04.1981 №189 вошли в республиканскую программу "Апродос" (проблема по исследованию динамики сложных объектов и систем), которая определена как важнейшая научно-исследовательская работа на 1981-85 гг. Приказом Минвуза СССР №1309 от 31.12.1984 г. данные исследования вошли в план научно-исследовательских работ вузов страны в области техники сложной кибернетики.

Апробация работы. Основные результаты работы были доложены и

одобренны на III Республиканской конференции "Повышение эффективности и совершенствование процессов и аппаратов химических производств", г. Львов, 1973 г.; на I Национальной научно-технической конференции г. Плавдив (НРБ), 1974 г.; на V Всесоюзной конференции по теплообмену г. Ленинград, 1974 г.; на V Всесоюзной конференции по теплообмену г. Минск, 1976 г.; на IV (г. Одесса, 1972 г.) и VI (г. Киев, 1976 и 1980 гг.) республиканских координационных семинарах по "Динамике тепловых процессов" института технической теплофизики АН СССР; на XIV Международном конгрессе по холоду г. Москва, 1975 г.; на Всесоюзных семинарах и конференциях: г. Мурманск (1976 г.), г. Ташкент (1977 и 1980 гг.), г. Чимкент (1977 г.), г. Николаев (1978 г.), г. Мелитополь (1979 г.), г. Баку (1978 г.), г. Днепропетровск (1980 г.), а также на всесоюзном семинаре по автоматике энергомашиностроительного факультета МВТУ им. Баумана в 1977 г.; на конференциях профессорско-преподавательского состава по итогам научно-исследовательских работ ОТИХП г. Одесса (1969-1982 гг.).

По диссертации опубликованы монография и 66 статей.

Структура диссертации. Диссертация состоит из введения, семи глав, выводов и приложения. Работа содержит 298 страниц машинописного текста, 105 рисунков, 17 таблиц. Библиография включает 373 наименований, из которых 39 иностранных.

Математические модели теплообменных аппаратов холодильных установок

До последнего времени усилия отечественных и зарубежных ученых в области холодильной техники были направлены в основном на изучение процессов тепло- и массообмена в аппаратах охлаждающих систем (см. работы С.Г. Чулкина, А.А. Роголина, Г.Н. Даниловой, Н.И. Гальперина, С.М. Гребенюка, И.Г. Чумака, Г.Е. Каневца, В.П. Алексеева, А.П. Клименко, В.З. Жадана, Б.К. Явнеля) камер холодильной обработки и хранения продуктов (работы Н.А. Головкина, Г.Б. Чижова, Д.Г. Ритова, Е.С. Курылева, А.М. Бражникова, И.Г. Чумака, В.З. Жадана, И.Г. Алямовского, С.Г. Чулкина,

И.С. Бадилькеса, М.В. Волкова, А.А. Герасимова), интенсификацию данных процессов, разработку инженерных методов расчета теплообменной аппаратуры, холодильных установок и создание такой технологии обработки пищевых продуктов холодом, которая обеспечивала бы минимальные потери продукта при минимальных энергетических затратах. Изучению неустойчивых режимов уделялось внимание ряда отечественных и зарубежных ученых, занимающихся эксплуатацией и проектированием холодильных установок и внутрикамерными процессами обработки пищевых продуктов холодом. Это работы Б.С. Вейнберга, Е.Д. Крицкого, А.И. Ейденко, Л.И. Константинова, М. Саито, Г. Велекайнда, Г. Лорентцена, В. Стокера, Е.С. Курылева, А.Я. Эглиты, В.В. Долгих, А.М. Бражникова, И.Г. Алямовского. Вышеупомянутые исследования создают необходимый базис, позволяющий разработать теоретический аппарат на основе единого методологического подхода для моделирования охлаждающих систем и камер холодильной обработки продуктов.

Общая методика подхода к составлению математической модели

В основу построения математических моделей положен системный подход и метод, который требует минимальной исходной информации об объекте, а структурная схема модели является конечным результатом в процессе ее идентификации.

При этом он характеризуется следующими этапами:

1. Исследование эксплуатационных условий системы, которые определяют связь со средой; первоначальную оценку этих взаимосвязей; выбор физических законов, характеризующих процессы и полноту математического описания; характер математической модели (стационарной или нестационарной, одномерной или многомерной).

2. Составление исходных уравнений математических моделей на основании закономерностей, вытекающих из первого и второго законов термодинамики.

3. Упрощением исходной системы уравнений.

4. Решением и преобразованием линейной системы уравнений в частных производных относительно зависимых переменных и представлением математической модели в виде передаточных функций, которые при учете условий однозначности определяют структурную схему системы.

Окончательным этапом и решающим фактором, позволяющим рекомендовать математическую модель к практическому использованию, является эксперимент - проверка адекватности математических моделей реальному процессу.

Исходные уравнения, записанные в дифференциальной форме, на основании законов сохранения массы, энергии и количества движения дополняются уравнениями состояния с учетом соответствующих характеристик вещества. Полученная нелинейная трехмерная система уравнений вместе с начальными и граничными условиями полностью описывает поведение термодинамической системы в любой момент времени. Однако такая сложная система практически не имеет аналитических решений. Только после ряда обоснованных упрощающих допущений она может быть применена для получения конечных аналитических решений, характеризующих неустановившийся процесс.

Прежде всего необходимо выделить исследуемую систему и сформулировать ее взаимодействие со средой (отдельный ли это аппарат или охлаждающая система в целом).

Ряд допущений, обоснование которых приложено в работе, позволяет получить систему нелинейных уравнений (уравнение энергии, количества движения, сплошности, состояния и теплового баланса в теплопередающей оболочке), отображающих нестациональный одномерный тепловой поток.

Дальнейшие преобразования системы уравнений связаны с ее линеаризацией, в основу которой положен метод малого параметра.

Преобразования линеаризованной системы уравнений в частных производных связаны, главным образом, с использованием прямого и обрат-

ного преобразования Лапласа по пространственной и временной координатам, которые позволяют решение системы привести к аналитическим выражениям в виде трансцендентных передаточных функций.

Особенности элементарного описания требуют рассмотрения граничных условий с учетом взаимосвязи их в замкнутом холодильном контуре. Это создает определенную гибкость в дальнейшем при построении математических моделей охлаждающих систем на базе разработанной гаммы моделей аппаратов.

Аппараты с однофазным течением сред представляют собой систему, состоящую из трех подсистем: оболочки (стенки трубы) и двух потоков: газообразного (пар, воздух) и жидкостного (промежуточный хладонотенитель, жидкий хладагент или охлаждающая вода).

В регенеративном теплообменнике (переохладителе) процесс теплообмена конвективный. Записав уравнения сохранения энергии для жидкого и парообразного хладагента и уравнения баланса для внутренней разделяющей стенки, после ряда преобразований и линеаризации нелинейностей (представляющих произведение переменных и степенную функцию коэффициентов теплообмена от массовых расходов) с учетом прямого преобразования Лапласа по времени получим систему уравнений с выражением постоянных времени (T_i), запись которых для комбинированных систем не может быть произвольной. Это объясняется тем, что по ним ведется оценка инерционных свойств подсистем в схеме одной системы (отдельный аппарат или холодильная установка в целом) с целью понижения порядка системы дифференциальных уравнений.

Прямое преобразование Лапласа $L[\Delta\theta_{w,l}(s,p), \Delta G_{w,l}(s,p)]$ и решение системы уравнений с учетом нулевых начальных и граничных условий первого рода для противотока после обратного преобразования $L^{-1}[\Delta\theta_{w,l}(s,p), \Delta G_{w,l}(s,p)]$ позволяют записать передаточные функции аппарата в виде

$$\frac{\Delta\theta_{w,l}(L,p)}{\Delta\theta_{w,l}(0,p)} = \frac{1}{S_2(p) - S_1(p)} \left\{ (-S_1(p)b_1 + B(p))e^{-S_1(p)L} - (-S_2(p)b_2 + B(p))e^{-S_2(p)L} \right\}, (I)$$

где

$$A(p) = T_1 p + 1 - \frac{1}{T_{ct} p + C_1}; \quad B(p) = T_2 p + 1 - \frac{C_2}{T_{ct} p + C_1};$$

$$S_{1,2}(p) = \{[a_i, c_i, b_i, A(p), B(p)]\} \quad - \text{ корни системы уравнений.}$$

Аналогичным образом записываются передаточные функции по другим каналам. В передаточные функции по массовым расходам хладагента входят производные $\partial \theta_{wn}^n / \partial L$, определить которые можно, продифференцировав алгебраические выражения вида

$$\theta_{w_0} = \frac{\Delta \theta_w(L, 0)}{\Delta \theta_{wn}(0)} \theta_{wn}(0) + \frac{\Delta \theta_w(L, 0)}{\Delta \theta_{pn}(0)} \theta_{pn}(0). \quad (2)$$

по пространственной координате L , полученные на основании передаточных функций по температурам входа.

Подобным же образом получены математические модели в виде передаточных функций для таких аппаратов, как промежуточный водяной теплообменник, батарея с промежуточным теплоносителем, трубопроводы (изолированный и неизолированный) и термобатарея при переменных температурах вдоль поверхности теплообмена.

Аппараты с двухфазным течением сред

Кожухотрубный конденсатор рассматривается как распределенная модель по охлаждающей воде. Паровое пространство можно представить подсистемой с сосредоточенными параметрами, что обусловлено хорошим перемешиванием пара и удалением пленки конденсата с теплообменной поверхности. Кроме того, изменение параметров пара происходит по пути гораздо меньшему, чем длина тракта охлаждающей воды в многоходовых аппаратах. Математическая модель конденсатора получена для "сухого" режима работы. Система, характеризующая теплообмен конденсаторе, состоит из уравнения сохранения энергии и массы в паровом пространстве, охлаждающей воды и теплового баланса в теплопередающей стенке. Полученная система дополняется уравнением связи, характеризующим изменение во времени массы пара (m_n) от изменения давления конденсации (P_k), уравнением состояния

$\theta_k, i_n, i_k = f(P_k)$ и критериальными зависимостями для $\alpha_k = \alpha_k(\theta_k, \theta_w)$ и $\alpha_w = \alpha_w(G_w)$. Прямое преобразование Лапласа по пространственной и временной координатам позволяет систему уравнений в частных производных представить в виде алгебраической системы, решив которую с учетом условий однозначности и преобразования $L^{-1} \left\{ \frac{\Delta f_k}{s} \right\}$ в области комплексной переменной ($\partial / \partial L = S$), получим передаточные функции конденсатора

$$\frac{\Delta \theta_w(L, p)}{\Delta \theta_{wn}(p)} = e^{-\kappa L}; \quad \frac{\Delta P_k(L, p)}{\Delta \theta_{wn}(p)} = - \frac{A_i(p)}{A(p)} e^{-\kappa L}; \quad \kappa = B(p) + \frac{A_i(p) B_i(p)}{A(p)}, \quad (3)$$

где $A_i(p)$, $B_i(p)$ — полиномы, являющиеся функцией геометрии конденсатора, термодинамических параметров сред, коэффициентов теплообмена и их производных и оператора дифференцирования. По остальным каналам передаточные функции записываются аналогично.

Таким же образом получаем математическую модель кожухотрубного испарителя, записав изменение во времени объема пара в испарителе при изменении во времени давления кипения зависимостью $\rho_n \frac{dV_n}{dt} = \frac{\rho_n V_n}{n P_n} \frac{dP_n}{dt}$. Объем жидкого холодильного агента в испарителе выразим через его уровень. После преобразований, ранее изложенных, получим систему уравнений, которую решаем относительно зависимых переменных: давления кипения, уровня хладагента и температуры промежуточного хладагента.

Испарительный конденсатор. Процессы конденсации в трубе в принципе отличаются от конденсации в объеме. Сложность процессов тепло- и массообмена как по воздуху, так и по хладагенту требует введения некоторой идеализации, не нарушающей физики процесса, для получения более простых математических зависимостей. Поэтому процесс в конденсаторе представим в виде трех участков: снятие перегрева пара, конденсации пара и переохлаждение конденсата. При этом границы раздела фаз будем считать постоянными на каждом режиме, пренебрегая их изменением при переходе от режима к

режиму. Характер протекания процессов тепло- и массообмена позволяет считать конденсатор сосредоточенной моделью по воздуху при передаче тепла сухим и влажным путем, при аппроксимации зависимости приращения влагосодержания воздуха от температуры ($dX = A'd\theta$), в виде

$$f_{b_i} \rho_b (C_b \pm A'r) \frac{\partial \theta_b}{\partial t} + \frac{C_b (C_b \pm A'r)}{L_i} (\theta_{b_i} - \theta_{b_{i+1}}) = \frac{\alpha_{bnp} F_{b_i}}{L_i} (\theta_{c_{i-1}} - \theta_{b_i}). \quad (4)$$

Знак $\pm$ в (4) определяет направление процесса массообмена. Уравнение (4) дополняется уравнением аккумуляции тепла в теплопередающей стенке и теплового баланса по пару, записанного в частных производных. Поэтому первый участок (фторконденсатор) рассматривается как аппарат с однофазным течением сред, при учете всех ранее рассмотренных преобразований. Решив систему уравнений относительно $\Delta \theta_{b_i}(a, p)$, $\Delta \theta_{b_i}(L, p)$, получим передаточные функции фторконденсатора по различным каналам (ΔG_{a_i} , ΔG_{b_i} , $\Delta \theta_{b_i}$, $\Delta \theta_{c_{i+1}}$).

Для второго участка, на котором происходит процесс конденсации при переменном теплосодержании, уравнение энергетического баланса с учетом равенства скоростей пара и конденсата при $-\frac{\partial G_{a_i}}{\partial t} = \frac{\partial G_{b_i}}{\partial t}$ записано в частных производных в виде

$$\Gamma_0 \frac{\partial \Delta G_{a_i}}{\partial t} - \frac{f_{p_i} G_{a_i} \Gamma_0}{(G_{a_i} + G_{b_i} \rho_{p_i})_0} \frac{\partial \Delta G_{a_i}}{\partial t} = \left\{ f_{p_i} \frac{\partial t_{a_i}}{\partial \theta_{a_i}} + (1-f_{p_i}) \rho_{p_i} \frac{\partial t_{b_i}}{\partial \theta_{b_i}} + (1-f_{p_i}) \Gamma_0 \frac{\partial \rho_{p_i}}{\partial \theta_{a_i}} \right\} \frac{\partial \Delta \theta_{a_i}}{\partial t} + \alpha_{a_i} \Pi (\Delta \theta_{a_i} - \Delta \theta_{c_{i+1}}). \quad (5)$$

Уравнение (5) дополняется уравнениями (4) и теплового баланса в теплопроводящей стенке, решения которых позволяют получить передаточные функции для второго участка конденсации.

Участок переохлаждения конденсата рассматривается аналогично фторконденсатору.

Для получения передаточных функций конденсатора можно воспользоваться передаточными функциями для каждого участка, применив структурные преобразования. Однако значительно проще совместно решить шесть алгебраических уравнений, записанных для каждого участка и

представляющих результат промежуточных преобразований с учетом связей, характеризующих равенство выходных параметров предыдущего участка входным последующего. При этом передаточные функции конденсатора имеют вид

$$\frac{\Delta \theta_{a_i}(L, p)}{\Delta \theta_{a_i}(a, p)} = \frac{N_g(p) E_5(p) + F_5(p) M_g(p) e^{-M_g(p) L_5}}{N_g(p) - N_{10}(p) M_g(p) e^{-M_g(p) L_5}}; \\ E_5(p) = E_1(p) \cdot W_{a_{i-1}}^{\theta_n}; \quad F_5(p), F_6(p) = f(M_i(p), N_i(p)), \quad (6)$$

где $W_{a_{i-1}}^{\theta_n}$ - передаточная функция для первого участка; $M_i(p)$, $N_i(p)$ - полиномы, зависящие от геометрии участков, термодинамических параметров сред, коэффициентов тепло- и массообмена и оператора дифференцирования.

Подобный подход позволил получить математические модели конденсатора в различной модификации с учетом его эксплуатационных характеристик и конструктивных решений.

Воздушный конденсатор в конструктивном отношении мало чем отличается от испарительного. В нем отсутствует только орошение водой теплопередающей поверхности. В связи с этим ранее полученные передаточные функции для испарительного конденсатора могут быть применены (в принципе) для воздушного, в коэффициентах которого $A'_{i-1} = 0$. Но погрешности такой модели значительно возрастает, что определяется передачей тепла только конвекцией и значительным температурным перепадом по воздуху. Это потребовало рассмотреть модель воздушного конденсатора распределенной относительно параметров воздуха. Тем не менее, синтез математической модели остался таким же, как и для испарительного конденсатора.

Батарея - как элемент насосно-циркуляционной системы рассматривается сосредоточенной по температуре и давлению кипения и распределенной по массовым расходам хладагента.

Анализ физических явлений, характеризующих свойства течения двухфазного потока, а также математических моделей для исследования института пищевой промышленности им. П. Л. Каменева

нестационарных процессов в парогенерирующих трактах позволяет составить эдичую модель, характеризующую процессы при дисперсном, снарядном, стержневом режимах течения.

Особенности каждого режима течения определяются с помощью ряда зависимостей и критериальных уравнений, которые выступают в роли уравнений связи, позволяющих замкнуть систему уравнений, рассчитать их коэффициенты, и характеризуют при этом свойства трехмерности потока.

Система уравнений материального, энергетического балансов и количества движения, записанных в частных производных, дополняется зависимостями, характеризующими потери на трение, взаимосвязь скорости смеси и массовые расходы фаз, объемов и весов паросодержания с учетом коэффициента скольжения. Решение вышеназванной системы и обратное преобразование Лапласа в области комплексного переменного ($\partial/\partial L = S$) позволяют развязать зависимые переменные и получить передаточные функции в виде

$$\frac{\Delta \theta_n(L, p)}{\Delta G_w(0, p)} = \frac{M_0(L, p) + \frac{A_2(p)}{A(p)} M_5(p) N(L, p) N_4(L, p)}{1 - N_4(p) N(L, p) M_6(p) \frac{A_2(p)}{A(p)}} \quad (7)$$

Батарея непосредственного охлаждения при безнасосной схеме подачи представлена математической моделью, состоящей из двух участков: кипения и перегрева пара. Для участка кипения использована та же исходная система уравнений, как для батареи с насосной схемой подачи. Но в процессе преобразований исключаются зависимые переменные: температура стенки, массовый расход жидкого хладагента на выходе - и вводится коэффициент проскальзывания, определяемый отношением скоростей течения паровоздушного и жидкого хладагента ($a_n = \frac{\omega_{n2}}{\varphi} - \frac{\omega_{w2}}{1-\varphi}$).

Это выражение позволяет записать приращение объемного паросодержания через приращения скоростей пара и жидкости. Дальнейшие преобразования позволяют получить передаточные функции участка кипения.

Участок перегрева пара рассматривается как обтекаемый участок при

$P_g = \text{const}$ и переменной температуре пара во времени и пространстве.

Применение каскадных, пароконденсационных низкотемпературных холодильных машин определяет наличие конденсатора - испарителя. Для вывода его математической модели уже были получены все исходные уравнения (компохотрубный конденсатор и батарея непосредственного охлаждения), из конденсатора берется уравнение давления конденсации, а из батареи - уравнение температуры пара (кипения) и расхода пара.

Воздухоохладители можно классифицировать как теплообменные аппараты контактного типа и ребристые с различной конфигурацией труб и ребер.

В качестве аппаратов контактного типа рассмотрены воздухоохладители и градирни с насадками, в основу математической модели которых заложены уравнения материальных и тепловых балансов с учетом, что $Lu = \frac{\beta C_p}{\alpha} \neq 1$, а температура поверхности пленки жидкости в любом сечении равна средней температуре в этом сечении и потоки тепла и массы однонаправлены. На основании высказанного для массы влажного воздуха с учетом тепла конвективного и фазового превращения, воспринимаемого орошаемой жидкостью, получена система трех уравнений в частных производных относительно температур воздуха, охлаждающей жидкости и влагосодержания, решение которой дает точные передаточные функции.

$$\frac{\Delta \theta_b(H, p)}{\Delta \theta_{bn}(p)} = \frac{S_1^*(p) + S_1(p) [B(p) + D(p)] + B(p) D(p)}{(S_1(p) + \alpha)^2 + \beta^2} e^{-S_1(p)H} + 2 \left[\frac{m^2 + n^2}{(-\alpha - S_1(p))^2 + \beta^2} \right]^{1/2} e^{-\alpha H} \cos(\beta H - \lambda). \quad (8)$$

Однако (8) сложны и трудоемки для практического использования. Поэтому были выведены приближенные передаточные функции вида

$$\frac{\Delta \theta_b(H, p)}{\Delta \theta_{bn}(p)} = \frac{e^{-A(p)H}}{1 - Q_2 e^{-(A(p) + B(p)H)} (b_2 Q_2 e^{-D(p)H} + b_3)} \quad (9)$$

Аппараты с регулярной насадкой для охлаждения воздуха и оборотной воды в конструктивном отношении мало отличаются друг от друга.

Различия заключаются в направленности процессов тепло- и массообмена, которые учитываются в коэффициентах соответствующим знаком. С целью универсализации математической модели поверхность контакта выражается через удельную поверхность $F = afH$.

При проектировании ребристых трубных воздухоохладителей широкое распространение в последнее время получил модульный принцип, который позволяет выполнить унификацию теплообменной аппаратуры и упростить технологию ее сборки. Этот подход при математическом моделировании создает возможность упростить исходную математическую модель и позволяет ее рассматривать по воздуху как сосредоточенную.

Рассмотрев процесс изменения температуры и влагосодержания воздуха в элементе поверхности В.О. (воздухоохладителя), получим систему из четырех уравнений, записанную для аппарата с мокрой поверхностью. При отрицательных температурах процесс тепло- и массообмена В.О. протекает при изменении термического сопротивления стенки и величины теплопередающей поверхности, что обусловлено образованием "снеговой шубы". Поэтому уравнение теплового баланса для металла и "снеговой шубы" было дополнено уравнением связи между температурой инея и стенки, что позволило замкнуть систему уравнений и решить ее. Решение представлено в виде передаточных функций

$$\frac{\Delta \theta_b(\bar{x}, p)}{\Delta \theta_{pi}(0, p)} = \frac{N_b(p)}{N(p)} e^{-M(p)\bar{x}}, \quad \bar{x} = \frac{x}{L}. \quad (10)$$

Подобным $M(p)$, $N(p)$ в передаточной функции (10) выражены через режимные параметры, геометрию модуля, коэффициенты теплообмена и термического сопротивления, термодинамические параметры сред и ряд аппроксимирующих коэффициентов.

Процесс инеобразования. Динамика роста инея в воздухоохладителях является важным фактором, влияющим на эксплуатационные характеристики. В ранее полученных передаточных функциях воздухоохладителя

вес инея (Δm_i) является независимой переменной - возмущающим воздействием. В модели нестационарного инеобразования Δm_i является зависимой переменной, определяемой в виде передаточных функций, которые получим, воспользовавшись той же системой уравнений, т.е. для В.О., но и решим ее относительно $\Delta m_i(\bar{x}, p)$

$$\frac{\Delta m_i(\bar{x}, p)}{\Delta m_i(0, p)} = \frac{\rho/2 \left[1 - \frac{1 - a_1}{A(p)} \right] C_3 \frac{T_{mu}^p}{T_{mu}}}{\rho \cdot T_{mu} \cdot b} e^{-\frac{1}{b} \left(T_0 \cdot p + \frac{C_3 T_{mu}^p}{T_{mu}} \right) \bar{x}}. \quad (11)$$

Модель промсосуда. Нарушение материального и энергетического балансов приводит к изменению интенсивности парообразования под воздействием испарения за счет освобождения внутренней аккумулятивной жидкого хладагента теплоты. Изменение количества пара под зеркалом испарения в переходном режиме вызывает так называемое "набухание" уровня, которое приводит к формированию аварийной ситуации - влажного хода компрессора.

Промсосуд без эжектора. На основании уравнений материального и энергетического балансов и уравнений состояния получены передаточные функции по давлению в виде апериодических звеньев первого порядка в функции независимых переменных, характеризующих взаимосвязь промсосуда с аппаратами холодильной установки. Аналогично относительно тех же независимых переменных, полученные передаточные функции по уровню, характеризующие его как астатическое звено и с отражением изменения массового уровня.

Между физическим h и массовым H уровнями и долей сечения, занимаемым паром при его парообразовании, существует зависимость $\Delta h = \Delta H + \Delta h_{ск}$. Доля сечения, занятая паром, и $\Delta h_{ск}$ зависят от характера изменения давления Δp_m , которое приводит к интенсивному парообразованию за счет перегрева жидкого хладагента, находящегося в промсосуде, по сравнению с новой установившейся температурой кипения в приборах охлаждения.

В работе получена зависимость $h_{ск}$, позволяющая рассчитать

изменение физического уровня в динамическом режиме работы аппарата.

В установившемся режиме $\Delta h = \Delta H$.

Ресивар со змеевиком. При получении передаточных функций ресивара со змеевиком записываются уравнения материального и энергетического балансов хладагента внутри ресивара и змеевика, которые дополняются уравнениями аккумуляции тепла металлом стенки. Анализ передаточных функций для ресивара со змеевиком показал, что по давлению и массовому уровню они качественных изменений не претерпевают. Физический уровень зависит не только от тепла "вскипания", определяемого падением давления в ресиваре, но и от тепла "вскипания", зависящего от изменения параметров жидкого хладагента в змеевике.

Проверка адекватности математических моделей

Практическое использование математической модели, представленной в виде системы передаточных функций, требует постановки и решения вопроса об адекватности модели реальному объекту. Степень адекватности устанавливается путем сравнительной оценки значений статических и динамических характеристик по соответствующим каналам, полученным экспериментальным путем и аналитически.

Воздухоохладитель с плоскопараллельной насадкой при прямоточной схеме. В процессе эксперимента были определены коэффициенты тепло- и массообмена, гидравлические потери в каналах с насадкой, статические и динамические характеристики.

Геометрические характеристики воздухоохладителя и сопряженные с ними узлы, наряду с физическими параметрами сред, были максимально приближены к условиям промышленной эксплуатации. Стенд состоял из изолированного аэродинамического кольца с участком для размещения насадочных пакетов и холодильной установки для приготовления хладоносителя требуемой температуры. Эксперименты были проведены в широком диапазоне изменения скоростей воздуха и параметров взаимо-

действующих сред. Опыты проводили с переменными: расходом воздуха (начальные условия неизменны), с переменными начальными условиями (при постоянных G_b и G_w). Исследования были выполнены на различных режимах при относительной влажности на входе от 50% до 85%. Расхождение статических характеристик (коэффициентов усиления) не превышало соответственно 2%, 5% и 11%. Минимальное значение соответствует расчетам по зависимостям (8), а максимальное - по приближенным (9) при возмущении по расходу воздуха. Проверка в динамике осуществлялась сравнением переходных процессов, полученных расчетным путем по аналитическим передаточным функциям с учетом реального возмущения с экспериментальным переходным процессом - реакцией на данное возмущение. Расхождение динамических зависимостей лежит в тех же пределах, что и для установившихся режимов.

Для проведения аналитических построений переходных процессов с учетом реальных возмущений были разработаны специальные методики.

Испытательный и воздушный конденсаторы. Исследования конденсаторов были проведены на экспериментальном стенде, который представляет собой автономную замкнутую систему типа аэродинамического кольца с устройствами для подготовки воздуха и его рециркуляции, позволяющими изменять величину и характер возмущающих воздействий. В связи с тем, что при внесении возмущения по расходу воздуха изменялись температуры воздуха и пара на входе и расходе пара, то изменение температуры жидкого конденсата на выходе определяется из выражения

$$\Delta \theta_w(L, 0) = K_1 \Delta G_b(0) + K_2 \Delta G_n(0) + K_3 \Delta \theta_{bn}(0) + K_4 \Delta \theta_{nn}(0), \quad (10)$$

где K_i - коэффициенты усиления по соответствующим каналам, полученные из передаточных функций.

Результаты расчетных и экспериментальных данных для различных режимов работы, характеризующихся изменением параметров окружающей среды (G_b , θ_{bn}) и условиями работы холодильной установки (G_n , θ_{nn})

при исследовании испарительного конденсатора, показали максимальное расхождение на 10%.

Расчеты воздушного конденсатора по математической модели испарительного конденсатора с учетом только конвективного теплообмена соответствуют физической модели с точностью (в среднем) до 20%. Поэтому для повышения точности расчетов была получена математическая модель воздушного конденсатора, распределенная по температуре воздуха. Результаты расчета для того же режима по уточненной модели показали расхождение с экспериментом на 2,2%.

Батарея с насосной схемой подачи хладагента. Экспериментальная установка для исследования охлаждающей батареи с двухфазным течением сред состояла из опытного участка, узлов подготовки пара и подачи жидкости. Тепловая нагрузка на приборы охлаждения создавалась с помощью электронагревателей регулируемой мощности. Подача пара и жидкости в опытный участок осуществлялась с помощью аммиачной холодильной установки, работающей по насосно-циркуляционной схеме.

Проведенные исследования при различных возмущениях показали, что расхождение расчетных и экспериментальных данных составили - минимальные 2% (режим при увеличении расхода пара) и максимальные 12,5% (режим при уменьшении тепловой нагрузки на 73%).

Холодильные установки непосредственного охлаждения и с промежуточными теплоносителями. Исследования аппаратов холодильных установок непосредственного охлаждения и с промежуточными теплоносителями были проведены в лабораторных условиях, полностью имитирующих промышленные. При этом нагрузку в камерах изменяли с помощью электронагревателей, конструктивное решение которых исключало наличие радиационного теплообмена.

Расчеты статических и динамических характеристик кожухотрубного конденсатора, рекуперативного теплообменника, батареи непосред-

ственного охлаждения, кожухотрубного испарителя и батареи с промежуточными теплоносителями показали их несоответствие экспериментам в статике минимальное 3,4% (по температуре воды на выходе из конденсатора) и максимальное 11,8% (по давлению кипения в испарителе). Сравнение расчетных приведенных амплитудно-фазовых характеристик с экспериментальными показали, что максимальная динамическая ошибка (при $\omega = 0,41 \cdot 10^{-2} \text{ с}^{-1}$) по амплитуде 14%, по фазе - 4,05 (регенеративный теплообменник).

Математические модели камер хранения. Физические процессы в камере хранения при батарейном охлаждении - это тепло- и влагообмен между продуктом, воздухом камеры, приборами охлаждения и ограждения. Поэтому камера хранения рассматривается как система, состоящая из четырех подсистем.

Раскрыв составляющие теплового и влажностного балансов и выполнив необходимые преобразования, получим систему из пяти уравнений в частных производных в виде двумерной модели. Точное решение ее возможно только с помощью ЭЦВМ. Поэтому в работе получены приближенные передаточные функции.

Для камеры хранения с воздушным охлаждением (с принудительным движением воздуха) модель существенно упрощается, так как рассматривается сосредоточенной. Влагоотвод из воздуха камеры происходит путем конденсации водяного пара на теплообменной поверхности воздухоохладителя, поэтому количество влаги необходимо выразить через количество циркулирующего воздуха и соответствующих его параметров на входе и выходе аппарата. При этом камера рассматривается как система, состоящая из трех подсистем (ограждение, воздух камеры и продукт). Решение этой системы относительно зависимых переменных (температур ограждения, продукта, воздуха камеры и относительной влажности) представлено в виде передаточных функций.

$$\frac{\Delta \theta_k(p)}{\Delta \theta_{\text{ср}}(p)} = \frac{[(T_{\text{огр}} p + 1)(T_{\text{пр}} p + 1) - K_4 K_5](T_{\text{ф}} p + 1) K_6}{A_1 p^4 + A_2 p^3 + A_3 p^2 + A_4 p + A_5}; \quad (13)$$

где $A_i = f(T_{\text{огр}}, T_{\text{пр}}, T_{\text{ф}}, T_b, K_j)$; $i = 1 \dots 5$; $j = 1, 2 \dots 21$.

Важным эксплуатационным фактором камеры хранения является величина усушки, определяемая количеством влаги, испаряемой из хранимого продукта в единицу времени. Поэтому уравнение

$$\Delta G = f(\Delta \theta_k, \Delta Q_k, \Delta \varphi_k)$$

решается совместно с математической моделью камеры, что позволяет учесть влияние всего многообразия факторов, определяющих режим работы камеры.

Математическая модель камеры хранения для дышащих грузов полчена для схемы тепловлажностных процессов, в которой существенную роль играет тепло, ассимилируемое вентилирующим воздухом на пути к штабелю или в штабеле. Штабель рассматривается как объект с распределенными параметрами по высоте.

Тепловая нагрузка камеры при этом определяется как количество тепла, ассимилированного воздухом и состоящего из теплопритоков через ограждения, тепла дыхания, физического тепла, отводимого от теплого продукта и хранимого в камере, тепла, эквивалентного работе вентиляторов и работе людей, тепла, добавляемого со свежим воздухом, и тепла, поступающего с влагой при увлажнении.

Влажностный баланс камеры является алгебраической суммой влаговыделений от продукта; влаговыделений, поступающих в камеру с добавлением свежего воздуха на пути от воздухоохладителя к штабелю; поступающему от увлажнительных устройств на пути к штабелю; поглощаемых тарой; выделяемых людьми, работающими в камере; поступающих при воздухообмене во время открывания дверей.

Полученная система нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных относительно зависимых переменных θ_k , φ_k , d решается

для модели в двух модификациях: с перехватом теплопритоков от ограждений, и без перехвата. Конечные результаты представлены в виде передаточных функций. Эти модели для фруктохранилища с активным вентилированием могут быть использованы и для камер с гравитационной системой, но при этом передаточные функции рассматриваются как функции с переменными коэффициентами.

Аналитические исследования аппаратов холодильных установок с использованием математических моделей

Проведены аналитические расчеты В.О. с насосами с использованием точных и приближенных передаточных функций, выяснены пределы их использования, т.е. возможность применения передаточных функций для "сухого" режима при высокой относительной влажности воздуха (80 + 90%). Выявлено влияние на статические и динамические характеристики различных факторов тепловой и конструкционной групп, водяных эквивалентов, геометрических характеристик пакетов и каналов; дано обоснование выбора $d_{\text{эв}}$ как параметра, положенного в дальнейшем в основу проектирования аппарата.

Расчет статических характеристик конденсаторов позволил определить и построить область изменения ΔP и $\Delta \theta_{\text{вк}}$ при различных возмущениях, выяснить их нелинейность, чувствительность параметров к различным возмущениям; выявить особенности изменения параметров в динамике; объяснить аномалию переходных процессов в регенеративном теплообменнике.

Нестационарный процесс инеобразования на модуле рассольного воздухоохладителя позволяет определить величину усушки продукта в камерах. Проведенные аналитические расчеты по полученным функциям для модуля рассольного В.О. с достаточной точностью согласуются с экспериментальными данными. При этом расчеты были выполнены при возмущающих воздействиях, соответствующих их номинальным значениям. Максимальное расхождение (17%) аналитических

и экспериментальных данных определяется возмущением по расходу воздуха.

Определение средних значений коэффициентов тепло- и массообмена с учетом нестационарности процесса. Определение средних значений коэффициентов теплоотдачи с помощью математических моделей можно осуществить, используя статические и динамические характеристики, полученные непосредственно из эксплуатационных режимов работы аппарата.

В случае применения статических характеристик приравнивается аналитическое выражение коэффициента усиления коэффициенту усиления, полученному экспериментально $K_a = K_s$. Решение этих тождеств позволяет получить аналитическим путем средние значения коэффициентов теплоотдачи.

Во втором случае сравниваются аналитические обобщенные частотные характеристики с экспериментальными при данном возмущающем воздействии. Полученные тождества решаются относительно коэффициентов теплообмена. Оба эти способа были апробированы при определении ($\bar{\alpha}$ и $\bar{\beta}$) В.О. с плоскопараллельной насадкой. Полученные $\bar{\alpha}$ и $\bar{\beta}$ сравнивались с α и β , определенными с помощью обычного метода балансов. Расхождение по коэффициенту теплоотдачи - 4,3%, по коэффициенту массообмена - 2,2%.

В работе уделено большое внимание использованию аналоговой цифровой вычислительной техники для исследования нестационарных процессов в аппаратах. На примере исследования В.О. с плоско-параллельной насадкой показана возможность использования цифро-аналогового комплекса. В этом случае расчет коэффициентов передаточных функций производится на цифровой вычислительной машине, а моделирование нестационарных процессов - на аналоговой. Такой подход позволяет получить простые алгоритмы расчета и схемы набора и использовать простейшую вычислительную технику.

Проектирование аппаратов с использованием математических моделей

Применение математических моделей для проектирования проиллюстрировано на примерах В.О. с насадкой и испарительных конденсаторов. Прежде чем приступить к проектированию, были проведены количественные и качественные исследования параметрической чувствительности аппаратов по разным каналам для того, чтобы влияние возмущающих воздействий учесть уже в процессе проектирования аппарата. Для В.О. были построены номограммы, которые при определенных значениях коэффициента усиления позволяют высчитать ($\alpha; H, d_{жк}$). Проектирование конденсатора осуществлялось по участкам, для которых были построены номограммы, позволяющие определить теплообменную поверхность и коэффициенты усиления аппарата в зависимости от режимных параметров (например, для первого участка - ΔG_k и $\Delta \theta_{лн}$). Номограмма получена для определенного значения температуры воздуха по мокрому термометру и температуре конденсации. Для того чтобы учесть влияние изменения относительной влажности воздуха, приведены выражения, позволяющие ввести поправки к данным, определенным по номограмме.

Построенной номограммой можно пользоваться и для других температур конденсации, учитывая при этом не абсолютное значение температуры пара на входе в аппарат, а его перегрев. Аналогичные номограммы получены для участка конденсации и переохлаждения.

Применение математических моделей для оптимального проектирования показано на примере определения оптимальной теплообменной поверхности кожухотрубного конденсатора.

Из передаточной функции $\frac{\Delta \theta_w(0)}{\Delta \theta_{жн}(0)}$, инвариантной относительно $\theta_{жн}(0)$, после целого ряда преобразований можно записать

$$F_k = \frac{Q_k \varphi_k}{\Delta \theta_w^{opt} \alpha_w (1 - \epsilon_n \theta_w / \theta_{жн})}, \quad (14)$$

где

$$\varphi_k = F_k / F_w; \quad \Delta \theta_w^{opt} = 2(\theta_k - \Delta \theta_k^{opt} - \theta_{жн})$$

$\Delta\theta_k^{opt}$ - оптимальный температурный напор, соответствующий минимуму приведенных затрат, являющийся функцией амортизации стоимости аппарата и компрессора, расходов на их ремонт и годовой стоимости электроэнергии на привод компрессора.

Проведенные расчеты по (14) для хладагента R12, $\theta_k = 31, 32^\circ\text{C}$, $\theta_{\text{вн}} = 27^\circ\text{C}$ и $\omega_w = 1,5$ м/с позволили получить серии эквидистантных параболических кривых, которые в зависимости от тепловой нагрузки (Q_k) аппроксимированы выражением

$$F_k = 0,1672 \cdot 10^{-3} [2,948 - 0,73 \Delta\theta_w^{opt} + 0,0549 (\Delta\theta_w^{opt})^2] Q_k \quad (15)$$

справедливым для $\Delta\theta_w^{opt} = (1,5 \pm 7^\circ\text{C})$ с точностью 3%. Полученная модель проста и не требует сложных алгоритмов.

Повышение надежности работы двухступенчатой холодильной установки

Анализ математических моделей позволил установить, что зависимость для промиссулов

$$h_{\text{вс}} = \frac{0,4 v'}{f_p} \left(\frac{\rho''}{\rho'} \right)^{0,15} \left[\frac{5}{r \rho'' f_p} \sqrt{\frac{\rho' - \rho''}{g^2 \sigma}} \left(\frac{\rho''}{\rho'} \right)^{0,2} \times G_{oi}^4 \left(\frac{\partial i_o}{\partial P_m} \right) \Delta P_m \right]^{0,68} \quad (16)$$

хорошо согласуются с экспериментальными данными для чистых хладагентов, полученных Г.Лорентшеном. В условиях реальной эксплуатации неизбежно загрязнение жидкого хладагента, для чего вводится поправочный коэффициент

$$K_{\text{гр}} = \xi^{0,4} \Delta P_m^{1,3}$$

Неконтролируемый рост уровня ($h_{\text{вс}}$) приводит к возникновению обратного хода и гидравлических ударов. С целью повышения безопасности двухступенчатых холодильных установок был синтезирован промежуточный охладитель на основе термостатического компрессора, позволяющий исключить условия формирования аварийной ситуации.

Исследования по термостатическому компрессору достаточно полно освещены в [56, 61, 64, 65].

Динамические модели компрессионных холодильных установок

Математическая модель холодильной установки составляется на основании математических моделей отдельных аппаратов по ее принципиальной схеме и термодинамическому циклу работы. Входные и выходные параметры аппаратов (согласно их структурным схемам) выступают в роли параметров связи между ними. Аналитические зависимости отдельных аппаратов (дроссельные устройства, регулирующие органы и компрессор) выступают как уравнения связи между теплообменными аппаратами в замкнутом цикле работы холодильной установки. Например, холодильная установка непосредственного охлаждения, работающая по безнасосной схеме, состоит из структурных схем следующих аппаратов: кожухотрубного конденсатора, регенеративного теплообменника, регулирующих органов, компрессора и батареи непосредственного испарения. При этом схема является замкнутой согласно термодинамическому циклу работы, а воздействия среды рассматриваются как возмущения, вносимые извне.

Аналогичным образом получены математические модели установок с промежуточным теплоносителем и для следующих низкотемпературных холодильных установок: одноступенчатой с воздушной схемой охлаждения; с двухступенчатым сжатием с однократным дросселированием (с водяным холодильником между ступенями высокого и низкого давления) и модель каскадной холодильной установки. Не представляется принципиальной трудности получить математические модели двухступенчатых холодильных установок с двукратным дросселированием жидкого хладагента, с неполным и полным промежуточным охлаждением, а также с промежуточным сосудом с теплообменником, так как получены математические модели всех аппаратов, которые входят в их принципиальные схемы.

Для исследования нестационарных процессов холодильной установки с непосредственным охлаждением составлена программа расчета на ЭЦВМ, в основу которой положены приведенные частотные характеристики

ки. Ранее полученные программы расчета частотных характеристик отдельных аппаратов и уравнения связи входят в программу расчета холодильной установки в виде отдельных блоков, результаты которых составляют систему из 22 алгебраических уравнений (согласно блок-схеме холодильной установки). Решение этой системы уравнений позволяет получить приведенные частотные характеристики по всем зависимым переменным, характеризующим установку как систему, и вычислить подинтегральную функцию для определения изменения переменных во времени при различных возмущающих воздействиях, характеризующих влияние среды на систему.

Методика анализа нелинейных систем управления высокого порядка

Анализ существующих систем автоматического регулирования и управления параметрами холодильных установок показывает, что системы высокого порядка, многоконтурные и все регуляторы обладают существенно нелинейными статическими характеристиками. Подобные системы не могут быть исследованы с помощью линейной теории регулирования. Поэтому были разработаны методики исследования качества систем высокого порядка, содержащих n -нелинейностей в различном сочетании с линейной частью.

В основу разработанных методик положены:

1. Методы гармонической линеаризации и приведения n -нелинейных звеньев к эквивалентному звену с использованием частотных методов (Солодовникова В.В., Акульшина П.К.), метода нормированных уравнений третьего порядка (метод Крутова В.И.) и метода корневого годографа;

2. Методы фазовой плоскости, приведения n -нелинейных звеньев к эквивалентному звену и понижения порядка передаточной функции.

Показано, что методы Акульшина П.К., Крутова В.И. и корневого годографа становятся особенно эффективными для нелинейных САУ.

Методики с использованием фазовой плоскости наиболее перспектив-

ны для исследования оптимальных систем с переменной структурой и содержащих звенья с переменными коэффициентами. Инженерная точность аналитических расчетов устанавливалась сравнением с результатами моделирования на АБМ, и расхождения не превышали 10%.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Созданы теоретические основы исследования динамики процессов в замкнутом цикле холодильной обработки и хранения скоропортящихся пищевых продуктов.
2. Анализ неустановившихся теплообменных процессов в двухступенчатых холодильных установках показал, что:
 - в существующих двухступенчатых холодильных установках потери давления при работе пара принципиально не устранимы и приводят к переходу электроэнергии на 2...3%;
 - в переходных режимах следует учитывать процесс изменения физического уровня вызванный явлением "набухания", который при работе двухпозиционной системы регулирования изменяется на 0,3...0,35м;
 - обеспечение безопасных режимов работы холодильной установки требует, чтобы скорость изменения давления в ресиверах и промисосудах составила не более 3...4 кПа/с;
 - наиболее эффективным параметром для построения систем противоаварийной защиты от гидравлического удара является давление всасывания, которое без запаздывания следует за началом влажного хода, тогда как температура всасывания и нагнетания изменяются с недопустимо большим запаздыванием.
3. Разработана система математических моделей основных типов теплообменных аппаратов и камер хранения, позволяющая рассчитывать динамические и статические характеристики охлаждающих систем как объектов управления, выявить влияние на динамику процессов термодинамических и конструктивных групп, определить оптимальные режимы хранения и прогнозировать новые свойства охлаждающих систем.

4. Получены аналитические зависимости для расчета промежуточных сосудов с учетом процесса "набухания" жидкого хладагента, учитывающие динамическую взаимосвязь процессов в промысловом с остальными элементами холодильной установки.
5. Впервые получена математическая модель инеобразования, позволяющая установить динамическую взаимосвязь между режимами, параметрами холодильной установки и внутрикамерными процессами, характеризующими потерю влаги продуктами.
6. Полученные данные по расчету динамики процессов в отдельных аппаратах и в системе в целом позволили выявить эффективность возмущающих воздействий в зависимости от условий протекания процесса и параметрическую чувствительность их по различным каналам аппаратов.
7. Разработана методика определения коэффициентов тепло- и массообмена в аппаратах с учетом неустойчивых режимов их работы путем решения обратной задачи на основе тождества аналитических и экспериментальных зависимостей.
8. Установлено, что в горизонтально-трубных аппаратах с двухфазным течением сред с насосной схемой подачи нельзя принимать коэффициент скольжения равным единице, так как он изменяется от 0,109 до 2,17 в зависимости от режима течения.
9. Синтезирован новый промежуточный охладитель пара в виде термopессора в принципе работы которого заложен термогазодинамический эффект повышения полного давления потока пара при испарительном контактом охлаждении.
10. Показано, что применение термopессора позволяет исключить гидравлический удар и уменьшить на 2...3% расход электроэнергии на выработку холода, повысить надежность работы установки, улучшить условия ее эксплуатации, устранить двухпозиционную систему регулирования уровня и синтезировать промежуточный сосуд с новыми динамическими

ми свойствами.

11. На основе полученных математических моделей разработаны методы расчета воздухоохладителей, испарительных, воздушных конденсаторов и промежуточных сосудов с учетом условия изменения физического уровня, которые позволяют скомпенсировать основные возмущения на стадии проектирования и определить оптимальную теплообменную поверхность кожухотрубного конденсатора.
12. Созданные математические модели теплообменных аппаратов с учетом специфики тепло- и массообмена по зонам, позволяют в процессе проектирования синтезировать аппараты с высокой эффективностью теплообмена.
13. Предложенная универсальная методика и алгоритмы расчета позволяют выполнить расчеты динамики процессов на ЭВМ для существующей гаммы охлаждающих систем и камер хранения путем замены в структурных схемах динамических моделей одних элементов на другие.
14. Исследования холодильной установки непосредственного испарения при безнасосной схеме подачи показали, что в динамике процессы кипения и конденсации являются взаимосвязанными, а динамические свойства аппаратов в замкнутом контуре существенно отличаются от собственных.
15. Устойчиво постоянный технологический режим хранения продуктов требует рассматривать охлаждающую систему как единую динамическую модель, которая определяет не только особенности отдельного аппарата, но и их взаимное влияние в замкнутом холодильном контуре.
16. Метод частотных характеристик рассматривается в работе как наиболее рациональный единый методический подход при разработке простых алгоритмов для машинного расчета неустойчивых процессов при исследовании холодильных установок как объектов с распределенными параметрами, нелинейных систем управления их параметрами и

- определения средних значений коэффициентов тепло- и массообмена.
17. Применение теоремы вычетов при построении переходных процессов с возмущающим воздействием в виде детерминированной функции времени и позволяет исключить свертывание функции в пространстве оригинала.
 18. Тепловая неустойчивость и транспортное запаздывание, характеризующие аномалии переходных процессов в теплообменных аппаратах холодильных установок, рассматриваются как свойства, присущие объектам с распределенными параметрами.
 19. Разработаны методики построения переходных процессов существенно нелинейных, высокого порядка систем автоматического управления холодильными установками.
 20. Разработанные математические модели и методики их расчета являются основой для расчета и синтеза систем управления параметрами холодильных установок на основе микропроцессорной техники и создания систем автоматизированного проектирования.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Чумак И.Г., Коханский А.И. Динамические режимы работы холодильных установок и аппаратов. М., Машиностроение, 1978, 191 с.

Статьи и материалы докладов

1. Кринецкий И.И., Орлов Л.А., Коханский А.И. Построение переходных процессов в нелинейных САР, содержащих две нелинейности, разделенные линейной частью. - В кн.: Автоматизация производственных процессов в машиностроении и приборостроении. Изд-во Львовского университета, 1966, №4, с.5-61.
2. Коханский А.И., Орлов Л.А. Частотный метод построения переходного процесса в нелинейных системах автоматического регулирования, содержащих две нелинейности. - В кн.: Судовые силовые установки. Транспорт, 1957, №5, с.88-94.
3. Коханский А.И., Кринецкий И.И. Применение метода Акульшина П.К.

- ч построению переходных процессов в нелинейных САР. - В кн.: Автоматизация производственных процессов машиностроения и приборостроения: Межвуз. сб. №7, Львов, 1969, с.40-49 (Львовский университет).
4. Кринецкий И.И., Коханский А.И. Построение переходных процессов в нелинейных САР, содержащих нелинейных звеньев. - Известия ВУЗов, Электромеханика, 1969, №11, с.1247-1254.
 5. Коханский А.И., Рогозинская Р.В. Построение переходных процессов в одномерных многоконтурных следящих системах со многими нелинейностями. - Вопросы радиоэлектроники. Серия ОГ. Вып.22, 1968.
 6. Коханский А.И. Применение метода Акульшина П.К. для исследования релейных САР. - В кн.: Автоматизация производственных процессов машиностроения и приборостроения: Межвуз. сб. №11, Львов, 1971, с.27-34 (Львовский университет).
 7. Коханский А.И. Методика построения переходных процессов в двухпозиционной САР третьего порядка. - В сб. Холодильная техника и технология. К.: 1971, №11, с.103-108.
 8. Коханский А.И. Методика исследования нелинейной системы автоматического регулирования высокого порядка с использованием фазовой плоскости. - В сб. Холодильная техника и технология. К.: 1971, №12, с.100-105.
 9. Коханский А.И. Методика исследования нелинейных систем высокого порядка. - В кн.: Приборы и системы автоматики: Межвуз. сб. Вып.23. Харьков, 1972, с.47-52 (Харьковский университет).
 10. Коханский А.И. Применение метода корневого годографа для построения переходных процессов в нелинейных системах автоматического регулирования. - В сб. Холодильная техника и технология. К.: 1971, №12, с.94-100.
 11. Коханский А.И., Андриаский Г.Г. Методика исследования нелинейных систем, содержащих нелинейностей, методом фазовой плоскости. - В кн.: Приборы и системы автоматики: Межвуз. сб. Вып.23. Харьков, 1973, с.86-89 (Харьковский университет).
 12. Чумак И.Г., Коханский А.И., Роговая С.Н. Исследование динамики воздухоохладителя, как объекта с распределенными параметрами. - ИФЭ, 1973, №4, с.693-761.
 13. Чумак И.Г., Коханский А.И., Роговая С.Н. Исследование динамики воздухоохладителя с плоскостопараллельной насадкой. - Известия вузов. Энергетика, 1973, №5, с.80-86.
 14. Коханский А.И., Романов Д.Е. Динамика термоэлектрических бата-

- рей при переменных температурах вдоль поверхности теплообмена. - Известия вузов. Энергетика, 1974, №2, с.103-108.
15. Чумаков И.Г., Коханский А.И., Роговая С.Н. К вопросу выбора конструктивных параметров воздухоохладителя с плоскопараллельной насадкой. - ЦНИИТЭИ: Сер. "Холодильная техника и транспорт", 1971, №7, с.6-8.
 16. Чумаков И.Г., Коханский А.И. Короткошапковая батарея - объект с распределенными параметрами. - В сб.: Холодильная техника и технология. К.: 1970, №II, с.103-109.
 17. Чумаков И.Г., Коханский А.И., Олейниченко В.Т. Оросительный конденсатор как объект регулирования. - В сб.: Холодильная техника и технология. К.: 1972, №15, с.87-94.
 18. Чумаков И.Г., Коханский А.И. Исследование воздухоохладителя с плоскопараллельной насадкой с помощью обобщенных частотных характеристик. - Известия вузов. Энергетика, 1974, №1, с.135-140.
 19. Чумаков И.Г., Коханский А.И. Методика определения коэффициентов тепло- и массообмена теплообменных аппаратов. - Холодильная техника, 1973, №3, с.31-34.
 20. Чумаков И.Г., Коханский А.И. Методика определения коэффициентов тепло- и массообмена с помощью частотных характеристик. - ИФХ, 1974, т.26, №3, с.550-551.
 21. Чумаков И.Г., Коханский А.И., Занько О.Н. Уравнение батареи, как объекта с распределенными параметрами. - В кн: Исследование судовых холодильных установок. Вып.3. Калининград, 1974, с.94-100.
 22. Чумаков И.Г., Коханский А.И., Занько О.Н. Математическая модель холодильной установки с непосредственным испарением. В кн: Исследование судовых холодильных установок. Вып.3. Калининград, 1974, с.81-93.
 23. Чумаков И.Г., Коханский А.И., Кузнецова Л.П. Теплообменник как объект с сосредоточенными параметрами. Материалы IV Республиканского семинара. - В кн: Динамика тепловых процессов. К.: Научная думка, 1975, с.90-95 (Институт технической теплофизики).
 24. Чумаков И.Г., Коханский А.И., Роговая С.Н. Аналитическое и экспериментальное исследование динамики воздухоохладителя с регулярной насадкой. - В сб: Холодильная техника и технология, К.: 1974, №16, с.83-89.
 25. Влияние высокой влажности воздуха на статические характеристики планового воздухоохладителя с плоскопараллельной насадкой. /Чумаков И.Г., Коханский А.И., Исаев В.И., Роговая С.Н. - ЦНИИТЭИ: Сер.: "Холодильная техника и транспорт", 1976, №3, с.10-13.
 26. Коханский А.И., Занько О.Н. Определение передаточной функции объекта по его временной характеристике, полученной экспериментально. - В кн: Приборы и системы автоматики: Межвуз. сб. №30, Харьков, 1976, с.69-74 (Харьковский университет).
 27. Чумаков И.Г., Коханский А.И., Роговая С.Н. Исследование динамических характеристик воздухоохладителя с регулярной насадкой на АВМ. - В сб: Холодильная техника и технология. К.: 1974, №20, с.68-73.
 28. Экспериментальное и аналитическое исследование теплообменного аппарата с орошаемой регулярной насадкой. /Чумаков И.Г., Коханский А.И., Исаев В.И., Роговая С.Н. - Тезисы докладов III Республиканской конференции. Повышение эффективности и совершенствование процесса аппаратов химических производств, Львов, 1973, с.69-70.
 29. Чумаков И.Г., Коханский А.И., Кузнецова Л.П. Математическая модель испарительного конденсатора. - Известия вузов. Энергетика, 1975, №II, с.91-97.
 30. Андриевский Г.Г., Коханский А.И., Иосифов А.В. Методика построения переходных процессов в нелинейной САР с переменными структурой, содержащей звено с переменными коэффициентами. - Транспортная кибернетика, 1973, №3, с.52-59.
 31. Коханский А.И., Роговая С.Н., Шахматов В.И. Определение возмущающих воздействий камер созревания и хранения сыра. - В сб: Холодильная техника и технология. К.: 1976, №3, с.93-95.
 32. Экспериментальное исследование двухфазных потоков аммиака в горизонтальнотрубных теплообменных аппаратах. /Чумаков И.Г., Осипович Д.М., Коханский А.И., Гордиенко А.В. - Тезисы докладов на V Всесоюзной конференции. Экспериментальное исследование двухфазных потоков аммиака в горизонтальнотрубных аппаратах, Л., 1974.
 33. Роговая С.Н., Чумаков И.Г., Коханский А.И. Экспериментальное и аналитическое исследование воздухоохладителей с регулярной насадкой. - Холодильная техника, 1976, №3, с.18-22.
 34. Чумаков И.Г., Коханский А.И., Роговая С.Н. Прогнозирование теплообменных аппаратов с регулярной насадкой на базе математической модели. - В кн: Материалы I Национальной конференции по холодильной технологии и холодильному хранению, Болгария, Пловдив, 1974, с.277-285.
 35. Чумаков И.Г., Коханский А.И. Математическое моделирование процессов в аппаратах, охлаждающих системах и камерах холодильников.

- Материалы докладов XIV Конгресса МХ. М., 1975, 10 с.
36. Экспериментальное и аналитическое исследование статических испарительных и воздушных конденсаторов. - В сб: Холодильная техника и технология. /Чумак И.Г., Коханский А.И., Кузнецова Л.П., Носенко В.А., К., 1976, №23, с.87-91.
 37. Чумак И.Г., Коханский А.И., Занько О.Н. Математическая модель и динамические характеристики кожухотрубного испарителя. - Холодильная техника, 1976, №18, с.37-39.
 38. Чумак И.Г., Коханский А.И. Нестационарный процесс инеобразования в воздухоохладителе. - Холодильная техника, 1976, №10, с.29-32.
 39. Чумак И.Г., Гордиенко А.В., Коханский А.И. Теплообмен при двухфазном течении аммиака в горизонтальных кожухотрубных аппаратах холодильных установок. - Материалы V Всесоюзной конференции по тепло-массообмену. Том III, ч.1, Минск, 1976, с.198-202.
 40. Чумак И.Г., Коханский А.И., Гордиенко А.В. Математическая модель батареи с двухфазным течением сред. - Известия вузов. Энергетика, 1976, №4, с.85-92.
 41. Коханский А.И., Онищенко В.П., Занько О.Н. Математическая модель рекуперативного теплообменника. - Химическое и нефтяное машиностроение, 1976, №7, с.16-21.
 42. Коханский А.И., Чумак И.Г. Исследование нестационарных процессов кожухотрубного конденсатора судовой холодильной установки. - РИИЭИНФОРМЭНЕРГОМАШ "Депоирование рукописи", 1976, №7, (81).
 43. Чумак И.Г., Коханский А.И., Кузнецова Л.П. Результаты экспериментальных исследований испарительных и воздушных конденсаторов. - В сб: Холодильная техника и технология, К., 1977, №25, с.29-33.
 44. Чумак И.Г., Коханский А.И., Кузнецова Л.П. Новый метод расчета испарительных конденсаторов. - Известия вузов. Энергетика, 1977, №8, с.91-96.
 45. Коханский А.И., Чумак И.И. Математическая модель камер хранения дышащих грузов. - В кн: Математическое моделирование и системный анализ теплообменного оборудования: Материалы Всесоюзного совещания. К., Научная думка, 1978, с.226-231 (Институт газа АН УССР).
 46. Чумак И.Г., Коханский А.И., Кузнецова Л.П. Математическая модель воздушного конденсатора как объекта управления в схеме холодильной установки. - Известия вузов, Энергетика, 1978, №11, с.78-83.
 47. К вопросу о регулировании температуры конденсации. /Чумак И.Г., Коханский А.И., Кузнецова Л.П., Дрьев С.Н. - Известия вузов. Энергетика, 1979, №1, с.89-94.
 48. Коханский А.И., Алексин Н.Б. Алгоритм решения статических характеристик кожухотрубного конденсатора супертраулера "Полюс" в нелинейном варианте. - В кн: Промышленная кибернетика, К., 1978, с.64-67 (Институт кибернетики АН УССР).
 49. Чумак И.Г., Коханский А.И., Гордиенко А.В. Математическая модель теплообменного аппарата с двухфазным течением сред. - Материалы Всесоюзной конференции "Современные машины и аппараты химических производств", том II, Чимкент, 1977, с.358-361.
 50. Чумак И.Г., Коханский А.И., Кузнецова Л.П. Метод расчета воздушных конденсаторов с помощью номограмм. - Известия вузов, Энергетика, 1978, №1, с.46-51.
 51. Коханский А.И., Кивица В.И. Исследование ресивера как объекта регулирования. - Сборник трудов ВЗИИ, 1977, вып. №10, с.97-100.
 52. Коханский А.И. Теоретические основы исследования нестационарных процессов холодильных установок. - Материалы Всесоюзной конференции по холоду, Сер. "Проектирование и эксплуатация охлаждающих систем", Ташкент, 1977, с.14-16.
 53. Коханский А.И., Дрьев С.Н. Расчет оптимальной теплообменной поверхности кожухотрубных конденсаторов. - Холодильная техника, 1978, №9, с.44-46.
 54. Коханский А.И., Алексин Н.Б. Исследование конденсаторов холодильных установок систем кондиционирования воздуха на судах. - Всесоюзная научно-техническая конференция, Сер. В. Николаев, 1978, с.9-11.
 55. Коханский А.И., Кузнецова Л.П., Вайнштейн Л.Г. Расчет статических характеристик воздушного конденсатора на ЗБ. - Материалы второй всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению, Мелитополь, 1978, с.64-66 (ЦИНТИХимнефтемаш).
 56. Коханский А.И., Кивица В.И. Оценка влияния давлений на работу холодильной установки. - Материалы второй всесоюзной научно-технической конференции по холодильному машиностроению, Мелитополь, 1978, с.78-79 (ЦИНТИХимнефтемаш).
 57. Коханский А.И., Алексин Н.Б. Применение математической модели для расчетов динамических характеристик конденсаторов. - Всесоюзный семинар по холодильной технике и технологии. Баку, октябрь 1978, с.8-9.

58. Коханский А.И., Гордиенко А.В., Конанов Н.С. Математическое моделирование процессов в аппаратах насосно-циркуляционной систем охлаждения. - Всесоюзный семинар по холодильной технике и технологии. Баку, октябрь 1978, с.39-40.
59. Коханский А.И., Квасницкий А.Ю. Методика исследования нестационарных процессов холодильных установок. - Всесоюзный семинар по холодильной технике и технологии. Баку, октябрь 1978, с.14-16.
60. Коханский А.И., Чумак И.Г., Роговая С.Н. Получения передаточной функции, если пространственный определитель n -порядка. - ИЖ, 1977, т.32, №1, с.159-160.
61. Коханский А.И., Живица В.И. Динамика давлений и температур при влажном ходе компрессора. Холодильная техника, 1979, №6, с.24-25.
62. А.с. №691651 (СССР). Способ стабилизации состояния рабочего тела и установка для его осуществления: /Одес.техн.ин-т холод.промш., Авт.изобрет.: А.И.Коханский и др. - Открытия, изобретения, пром. образцы и тов.знаки, 1979, №38.
63. Алексин Н.Б., Коханский А.И., Якименко Г.С. Исследование характеристик судовой холодильной установки. - Холодильная техника, 1980, №10, с.16-19.
64. А.с. №781512 (СССР). Промежуточный охладитель двухступенчатой компрессионной холодильной машины: /Одес.техн.ин-т холод.промш., Авт.изобрет.: А.И.Коханский и др. - открытия, изобретения, пром. образцы и тов.знаки, 1980, №43.
65. Коханский А.И., Живица В.И. Повышение эффективности работы двухступенчатой холодильной установки путем применения термогазодинамического эффекта. - Холодильная техника, 1980, №1, с.25-30.
66. Коханский А.И., Алексин Н.Б., Виток А.Н. Нелинейная математическая модель динамики кожухотрубного конденсатора с распределенными параметрами. - Известия вузов. Энергетика, 1980, №9, с.55-59.

Обозначения

θ - температура; α - коэффициент теплоотдачи; i - энтальпия;
 P - давление; $\rho = \frac{d}{dt}$ - оператор дифференцирования; ρ - плотность;
 V - объем; F - площадь поверхности теплообмена; f - площадь поперечного сечения; G - массовый расход; Π - периметр; r - скрытая теплота конденсации; h, H - уровень и высота насадки; φ - доля сечения, занятая паром; l, L - длина; a - удельная поверхность; $d_{экв}$ - эквивалентный диаметр; m - масса; d - влагосодержание; σ - поверхностное натяжение; ξ - степень загрязнения жидкого хладагента в %.

И н д е к с ы :

δ - воздух; W - жидкость (вода, хладон); N - начальный; K - конденсация; P - пар; p - рассол; u - иная; $(')$ - жидкая фаза; $('')$ - парообразная фаза.