

Астраханский Государственный технический университет

На правах рукописи

Галимова Лариса Васильевна

Эффективность энергосберегающих систем на базе
абсорбционных термотрансформаторов

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

Научный консультант -
д.т.н., проф. Тимофеевский Л.С.

Диссертация
на соискание ученой степени
доктора технических наук



Астрахань - 2004

Работа выполнена в Астраханском государственном техническом университете и в Санкт-Петербургском государственном университете низкотемпературных и пищевых технологий

Научный консультант- доктор технических наук, профессор
Тимофеевский Л.С.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Новиков Н.И.
доктор технических наук, профессор
Калнинь И.М.
доктор технических наук, профессор
Васьков Е.Т.

Ведущая организация - АООТ ВНИИХолодмаш-Холдинг (Москва)

Защита диссертации состоится « 14 » сентября 2004г. в 14 час
на заседании диссертационного совета (шифр Д.2Г2.234.01) при Санкт-Петербургском государственном университете низкопотенциальных и пищевых технологий по адресу: 191002 Санкт-Петербург, ул.Ломоносова

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета

Автореферат разослан « 1 » сентября 2004г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
доктор технических наук,
профессор



Тимофеевский Л.С.

Общая характеристика работы

Актуальность темы. Низкопотенциальная энергетика, являясь новым направлением холодильной науки и техники, вносит свой вклад в решение мировой проблемы энергосбережения. Это направление связано с экономией топливно-энергетических ресурсов, защитой окружающей среды от теплового и других видов загрязнений и базируется преимущественно на использовании для получения холода, теплоты и электроэнергии нетрадиционных тепловых ресурсов.

Применение абсорбционных холодильных машин и тепловых насосов, направленное на создание и внедрение энергосберегающих технологий, может способствовать увеличению выпуска продукции, повышению ее качества, улучшению условий труда на предприятиях, обладающих высоким потенциалом энергосбережения. В среднем по нашей стране потенциал энергосбережения составляет 30-35% потребления различных видов энергии, а затраты на любое энергосберегающее мероприятие в 2-3 раза меньше, чем на добычу и производство энергоресурсов. Это объясняет целесообразность и актуальность проблемы, касающейся разработки энергосберегающих технологий и предложения их на рынок страны.

Настоящая работа направлена на создание технических, технологических решений в области энергосбережения на базе абсорбционных термотрансформаторов, использование которых вносит значительный вклад в решение технико-экономических проблем энергоемких промышленных предприятий.

Цели и задачи исследования. Целью исследования является разработка научно - обоснованной методологии использования абсорбционных термотрансформаторов в системах энергосбережения.

Разработка методологии включает в себя определение принципов подхода к объекту исследования, выбор формы и методологически эффективных средств исследования.

Для достижения поставленной цели решены следующие задачи:

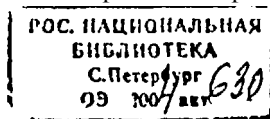
1. Изучение современного состояния проблемы и перспектив эффективного использования абсорбционных термотрансформаторов в системах энергосбережения.

2. Анализ существующих термотрансформаторов, разработка, создание и исследование, холодильных машин и тепловых насосов, обеспечивающих перспективные энергосберегающие технологии.

3. Теоретическое обоснование и экспериментальное подтверждение возможности создания энергосберегающих систем сезонного и круглогодичного действия на базе абсорбционных термотрансформаторов.

4. Теоретическое и экспериментальное исследование процессов в элементах термотрансформаторов как основе энергосберегающих систем.

5. Приложение разработанной методологии к решению проблем энергосбережения на действующих предприятиях Астраханского региона.



Методы исследования. В работе применен комплексный подход к решению поставленных задач отвечающий требованиям методологии, включающий в себя разработку энергосберегающих систем как основы для исследования, термодинамический и системный анализ, моделирование процессов, аппаратов и схем, реализацию математических моделей с учетом работы конкретных предприятий.

Научная новизна работы заключается в повышении эффективности энергосбережения на базе использования абсорбционных холодильных машин и тепловых насосов различных схем.

Основные положения, выносимые на защиту:

1 Разработана методология и определено новое направление повышения эффективности энергосбережения путем использования абсорбционных холодильных машин и тепловых насосов различных схем.

2. Принцип подхода к исследованию объекта основан на создании новых схем энергосбережения на базе абсорбционных термотрансформаторов сезонного и круглогодичного действия.

3. С целью обоснования возможности использования абсорбционных термотрансформаторов в системах энергосбережения применен системный анализ и моделирование сложных схем, объединяющих в единое интегрированное целое исследуемый промышленный объект и энергосберегающую технологию.

4. Для проведения термодинамического анализа и реализации математических моделей получены новые результаты по исследованию процессов тепло - и массообмена в аппаратах холодильных машин и тепловых насосов.

5. Разработанная методология позволяет оценить эффективность любой энергосберегающей системы с учетом возможности ее моделирования.

Практическая ценность и внедрение результатов работы. Созданная методология позволяет обоснованно выбрать, разработать и оценить технологию, необходимую для создания эффективной энергосберегающей системы. Система энергосбережения на основе модифицированной абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины участвовала в качестве экспоната на выставке «Энергосбережение-2000» в г. Астрахани и на ВВЦ в г. Москве. Разработанная методика оценки принята к внедрению Управлением Астраханьэнергонадзора для проведения оперативного анализа работы предприятий. Все предлагаемые энергосберегающие системы отвечают требованиям экологии.

Результаты теоретического и экспериментального исследования вертикального пленочного генератора включены в учебник «Холодильные машины» и учебное пособие «Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин» под редакцией профессора А.А.Сакуна, учебник «Холодильные машины» под редакцией профессора Л.С.Тимофеевского, внедрены в практику проектирования абсорбционных термотрансформаторов во ВНИИХолодмаше, используются в дипломном проектировании. Результаты научного исследования включены в собственное учебное пособие

автора, рекомендованное УМО Госкомвуза Российской Федерации для студентов высших учебных заведений. Пособие «Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы» используется в учебном процессе при подготовке специалистов по холодильной технике, машинам и аппаратам химических производств.

Апробация результатов работы. Основные результаты работы докладывались и обсуждались на Международных научно-технических конференциях и семинарах: Всесоюзной научно-технической конференции «Новые технические схемы и циклы» (Ленинград, 1968г.), Всесоюзной конференции «Совершенствование процессов, машин и аппаратов холодильной и криогенной техники и кондиционирования воздуха» (Ташкент, 1977г.), региональной конференции «Повышение эффективности использования теплообменных аппаратов холодильных машин» (Астрахань, 1980), Всесоюзном научно-практическом семинаре «Тепловые насосы в народном хозяйстве СССР» (Калининград, 1990г.), совещании «Холодильная техника России. Состояние и перспективы» (СПб., 1994г.), Международной НТК «Холод и пищевые производства» (СПб., 1996г.), региональной НТК, посвященной 300-летию Российского флота (Астрахань, 1997г.), International Conference «Refrigeration application of transport in hot climate regions» (Astrakhan, 1997), Международной НТК «Холодильная техника России. Состояние и перспективы 21 века» (СПб., 1998г.), Международной НТК «Холодильная техника России. Проблемы и решения» (Астрахань, 1999г.), Российской НТК «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности» (Ульяновск, 2001г.), «Advances in Refrigeration system, food technologies and cold chain» (Sofia, Bulgaria, 1998), Международной НТК «Низкотемпературные и пищевые технологии в 21 веке» (СПб., 2001г.), XX International Congress of Refrigeration IIR/IIF (Sydney, 1999, paper «Absorption unit of ammonia - water Refrigeration Machine of small capacity»), 12-ой Международной НТК по компрессорной технике (Казань, 2001г.), Международной НТК, посвященной 300-летию Санкт-Петербурга (СПб., 2003г.)

Публикация результатов работы. Основное содержание диссертации опубликовано в 30 печатных работах: Это одно учебное пособие с грифом УМО ГоскомВУЗа РФ, 9 статей в центральной печати и докладов на Международных конференциях под эгидой МИХ, 7 статей и докладов в других журналах, 14 тезисов докладов на Международных, Российских и региональных конференциях. На способ дополнительной выработки электроэнергии на ТЭЦ и способ эффективного охлаждения конденсатора с помощью абсорбционных термотрансформаторов получены приоритетные справки на изобретение.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, 6 глав, заключения, приложения, содержит 167 стр. основного машинописного текста, 40 таблиц, 49 рисунков. Список . использованной литературы включает 246 наименований работ, из них 208 отечественных, 38 зарубежных авторов.

Основное содержание работы

На основании изучения состояния проблемы, результатов выполненных ранее работ и перспектив создания энергосберегающих технологий разработана классификация абсорбционных термотрансформаторов в составе энергосберегающих систем (рис.1). Исследования по многим элементам представленной классификации отражены в работах ведущих отечественных и зарубежных ученых и научных коллективов: Л.М.Розенфельда, В.С.Мартыновского, Б.М.Блиера, И.С.Бадилькеса, Р.Л.Данилова, Б.А.Минкуса, И.М.Калнина, А.В.Быкова, Л.С.Тимофеевского, Н.Г.Шмуилова., А.А.Дзино, Л.А. Огуречникова, ученых Мюнхенского технического университета, Государственного университета Токио, США, Скандинавских стран. В частности, при развитии данного научного направления в Астраханском государственном техническом университете под руководством д.т.н., профессора Б.М.Блиера были созданы и испытаны двухступенчатая и абсорбционно-резорбционная водоаммиачные холодильные машины, водоаммиачный тепловой насос, изобретена, создана и исследована водоаммиачная холодильная машина периодического действия, исследованы элементы абсорбционных термотрансформаторов: генератор, абсорбер, дефлегматор в широком диапазоне изменения режимных параметров.



Рис. 1. Схема классификации абсорбционных термотрансформаторов в составе энергосберегающих систем

Для получения исходной информации при разработке методологии использования абсорбционных термотрансформаторов в системах энергосбережения были приняты результаты проведенных ранее работ и исследований новых элементов классов «холод» и «теплота», к которым относятся:

1. Одноступенчатая абсорбционная модифицированная холодильная машина на базе АБХМ 3000 - выбор базовой машины, анализ циклов для условий работы систем энергосбережения сезонного действия, моделирование, оценка эффективности, определение направлений модификации.

2. Высокотемпературный абсорбционно-компрессионный тепловой насос круглогодичного действия - разработка схемы, анализ циклов для условий повышения потенциала бросового тепла, моделирование, оценка эффективности.

3. Абсорбционный термотрансформатор как основа для создания водоаммиачной холодильной машины малой производительности в рамках программы МИХ «Холод без фреонов» - моделирование, разработка конструкции, изготовление, испытание, оценка эффективности.

Энергосберегающие системы с использованием бромистолитиевой абсорбционной холодильной машины представлены на рис. 2. Разработка энергосберегающих систем на базе действующих холодильных машин решает одну из основных задач энергосбережения, а именно, использование серийного оборудования, либо оборудования, которое получатся из серийного путем относительно несложной модернизации.

На рис.2(а) изображена схема модифицированной холодильной машины, работающей по принципу понижающего термотрансформатора. В качестве источника тепла высокого потенциала могут быть использованы летний тепловой отбор ТЭЦ, вторичные энергоресурсы технологических процессов промышленных предприятий, тепла низкого потенциала — оборотная система водоснабжения. Вода, охлажденная в испарителе, в составе основного потока оборотной воды поступает в технологические системы. Особенностью работы модифицированной холодильной машины являются повышенные температура и давление в испарителе и, как следствие, повышенные, температурные перепады и расходные характеристики в аппаратах. Эти особенности ставят проблему определения направлений модификации серийной холодильной машины. На рис. 2(б) представлена схема энергосбережения с использованием серийной холодильной машины, обеспечивающая эффективное охлаждение технологического оборудования.

Схема абсорбционно-компрессионного теплового насоса, предназначенного для повышения потенциала бросового тепла с целью возврата его в технологический процесс, представлена на рис.3. Анализ схем существующих абсорбционно - компрессионных холодильных машин и тепловых насосов дал возможность выбрать рабочее тело, обосновать схему с компрессором, установленным между генератором и дефлегматором.

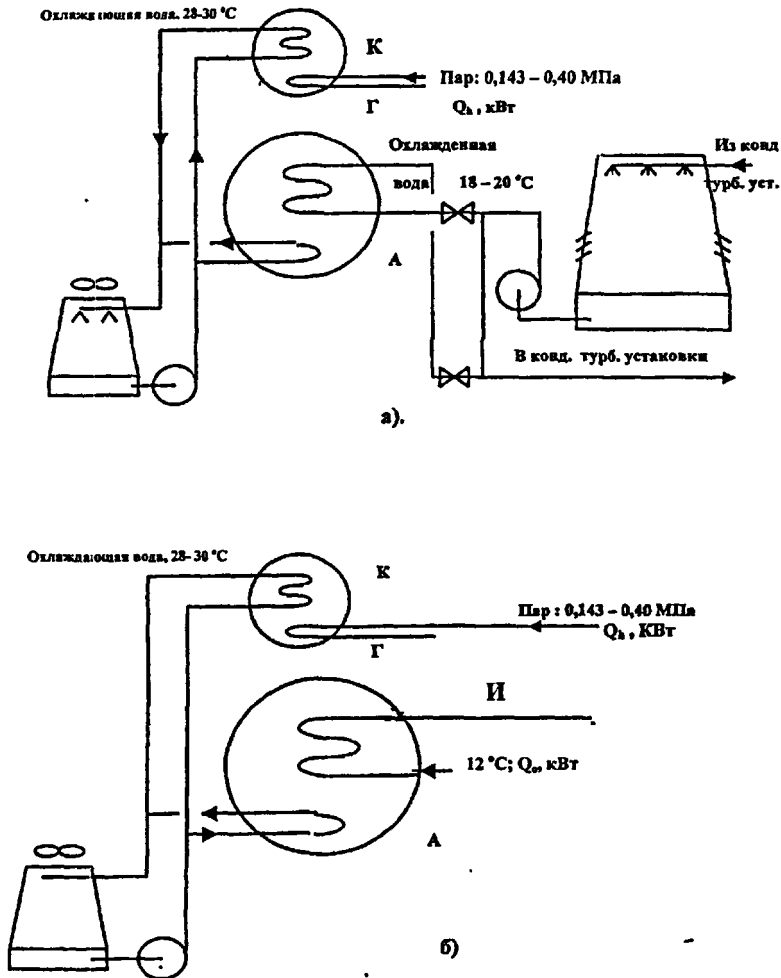


Рис. 2 Схемы энергосберегающих систем с использованием АБХМ 3000 а) модифицированной; б) серийной

При этом обеспечивается возможность использования тепла окружающей среды для частичного обогрева генератора и получения на выходе из дефлегматора пара с концентрацией, близкой к 1. Тепловой насос круглогодичного действия относится к оборудованию многоцелевого назначения. Он был разработан по заданию машиностроительного завода г. Астрахани.

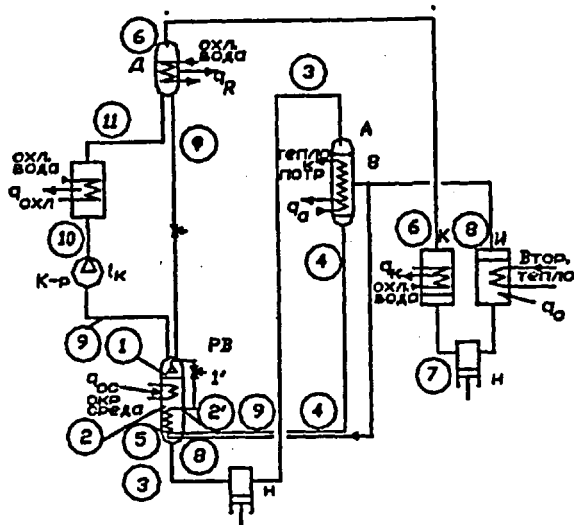


Рис. 3. Схема теплового насоса

А-абсорбер; К - конденсатор; И - испаритель; Д- дефлегматор; Охл-охладитель; К-р - компрессор; Г-генератор; РВ - регулирующий вентиль; Н-насос.

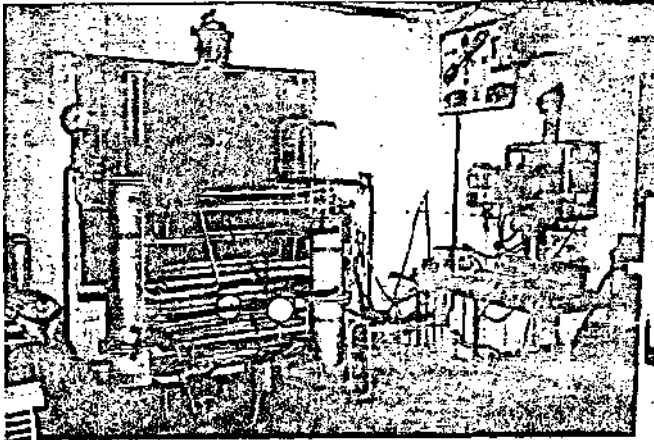


Рис.4.Термический
производительности.

водоаммиачный

компрессор

малом

На рис. 4 изображен абсорбционный термокомпрессор, который предлагается в качестве основы для создания абсорбционной холодильной машины малой производительности в рамках программы «Холод без фреонов», определенной XIX Международным конгрессом МИХ. Термокомпрессор разработан с использованием результатов научных работ В.Н.Филаткина, Б.М.Блиера, Ю.Д.Марусейцева, В.М.Стефановского, собственных результатов автора, изготовлен на одном из судостроительных заводов г. Астрахани. В состав термокомпрессора входят генератор затопленного типа, укрепляющая колонна, теплообменник «труба в трубе», абсорбер пленочно-барботажного типа, жидкостной насос и арматура. В состав укрепляющей колонны входят исчерпывающая колонна с тремя тарелками колпачкового типа, дефлегматор совмещенного типа с тонко-проволочной прерывистой насадкой, интенсифицирующей процесс тепло- и массообмена между паром и флегмой.

Предложение на рынок страны любых энергосберегающих технологий определяет необходимость нахождения условий их эффективного применения. Комплексная оценка разработанных нами энергосберегающих систем предполагает определение характеристик и технико-экономических показателей систем в зависимости от значений рабочих параметров, вида технологических схем и конструкций с учетом их сооружения и эксплуатации.

В целях обоснования возможности использования технологии абсорбционных термотрансформаторов при создании энергосберегающих систем была применена методология системного анализа и моделирования сложных схем.

Энергосберегающие системы относятся к объектам, для которых характерны сложность структуры, стохастичность связи между элементами, неоднозначность алгоритмов поведения при различных условиях, большое количество параметров и переменных, разнообразие и вероятностный характер воздействия внешней среды. По указанным признакам они относятся к классу больших систем. Системный анализ позволил выявить характер связей между исследуемым объектом и собственно термотрансформатором и на основе моделирования обеспечить оценку качественных и количественных закономерностей протекающих в них процессов.

На основе принципов моделирования энергетических систем, разработанных А.И.Андрюшенко и Л.С.Попыриным, сформулированы основные этапы исследования энергосберегающей системы:

- 1.Выделение энергосберегающей системы из общего технологического процесса предприятия. На этом этапе ограничиваются элементы исследуемой системы и посредством анализа объективных целей ее создания формулируются задачи исследования. По отношению к объекту абсорбционный термотрансформатор выступает в двойном качестве: как потребитель тепла и как поставщик вырабатываемой в дальнейшем продукции, чему способствуют прямые и обратные связи между элементами.

2. Выяснение внутренней структуры исследуемой системы, состава ее элементов и видов связей между ними, т.е. построение иерархии энергосберегающей системы. Изучение характера процессов, протекающих в аппаратах, находящихся на нижнем иерархическом уровне, принято как методологическая форма исследования энергосберегающих систем.

3. Агрегатирование элементов и связей системы, позволяющее расположить части ее внутри целого в порядке от высшего к низшему. При этом каждый последующий уровень описывает отдельные части исследуемой системы во все более агрегатированном виде.

4. Выявление характера и способов взаимосвязи эквивалентных систем в рамках сконструированной иерархии. Задача этого этапа состоит в определении состава показателей, которые необходимы для оценки. В качестве критерия эффективности принят интегральный эффект, учитывающий расходные и теплотехнические характеристики элементов, конструктивно - компоновочные характеристики, назначение и особенности энергосберегающих систем.

5. Построение комплекса моделей, как методологически эффективного средства исследования каждой подсистемы и энергосберегающей системы в целом.

Таким образом, в программе исследования отражены составные части разрабатываемой методологии.

Результаты системного анализа позволили сделать вывод о том, что энергосберегающая система может быть описана обобщенной моделью, вид которой представлен на рис. 5. В соответствии с содержанием системы это должно быть статическое, стохастическое, дискретно-непрерывное моделирование, включающее математическое моделирование при наличии строгих связей между параметрами, физическое и натурное моделирование для получения интересующих зависимостей опытным путем. Исследования на реальных объектах были проведены как производственный (пассивный) эксперимент, физическое моделирование проводилось на экспериментальных установках (активный эксперимент).

На этапе алгоритмизации модели и ее машинной реализации сформулированная модель представляется в виде логической схемы, составленной из стандартных блоков, соединенных с помощью связей в единое интегрированное целое с передачей потока информации от одного блока к другому. Общий вид блочной модели энергосберегающей системы представлен на рис. 6.

Через X обозначена информация, передаваемая блоку S_i анализа работы предприятия. Это могут быть количество и качество выпускаемой предприятием продукции, количество используемых энергоресурсов, данные о вторичных энергоресурсах, об эффективности работы системы охлаждения технологической воды и др. Через h_i обозначены результаты анализа работы объекта в виде определенной функции, характеризующей его работу в целом, либо частных зависимостей, связывающих отдельные режимные параметры. Эта информация передается в блок S_n моделирования

энергосберегающей технологии. При использовании технологии абсорбционных термотрансформаторов блок S_{II} включает моделирование термодинамических процессов цикла и процессов в аппаратах холодильных машин и тепловых насосов.



Рис.5 Вид моделирования энергосберегающей системы

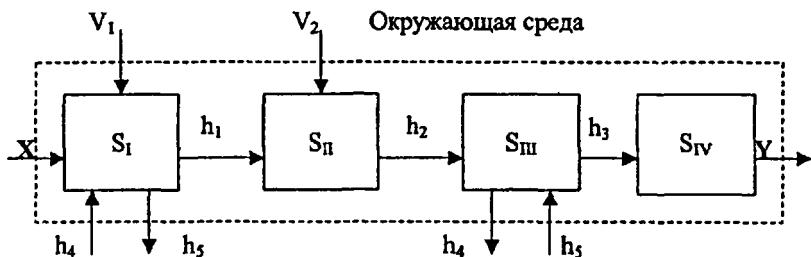


Рис. 6. Блочная модель энергосберегающей системы:

X – входные факторы энергосберегающей системы;

Y – выходные факторы энергосберегающей системы;

S_I – модель процесса функционирования исследуемого объекта;

S_{II} – модель процессов собственно энергосберегающей технологии;

S_{III} – блок машинной реализации моделей с определением величины энергосберегающего эффекта;

S_{IV} – блок стоимостной оценки энергосберегающей системы;

h_1, h_2, h_3 – связи, отражающие потоки информации;

h_4, h_5 – обратные внешние связи;

V_1, V_2 – воздействие окружающей среды

Информация h_2 из блока S_{11} представляет собой значения общей холодопроизводительности или теплопроизводительности системы, число термотрансформаторов, обеспечивающее расчетный энергосберегающий эффект. Блоки S_{111} , S_{1V} служат для машинной реализации и. обработки результатов моделирования. Через h_4 , h_5 обозначены обратные связи для определения величины энергосберегающего эффекта, через V_1 и V_2 - связи с окружающей средой, в частности, с системой оборотного водоснабжения, которые характеризуются расходом и температурой охлаждающей воды, стоимостными и другими показателями.

Построенная таким образом модель энергосберегающей системы, отражающая ее внешнее и внутреннее содержание и связи, служит теоретическим обоснованием возможности использования абсорбционных термотрансформаторов при создании энергосберегающих систем.

Разработанный в соответствии с блочной моделью комплекс математических моделей при их разрешении с использованием результатов реального моделирования служит экспериментальным подтверждением эффективного использования предлагаемых систем энергосбережения.

С целью получения данных для моделирования было проведено исследование процессов в аппаратах термотрансформаторов. В качестве объектов исследования определены те элементы абсорбционных термотрансформаторов, для которых в научной литературе нет достаточно надежных данных, либо приведенные данные противоречивы.

На рис.7 представлена экспериментальная установка по исследованию модели испарителя АБХМ 3000 для условий повышенной температуры и давления кипения. Результаты экспериментов в виде зависимости коэффициента теплоотдачи от плотности орошения в процессе испарения в вакуум тонкой пленки, стекающей по горизонтальному пучку труб, показаны на рис.8 линией 2. Среднее значение относительной погрешности при определении коэффициента теплоотдачи составило 27%. Снижение коэффициента теплоотдачи с увеличением плотности орошения характерно для малых ее значений при протекании процесса на участке стабилизации, когда увеличение толщины пленки ведет к увеличению теплового сопротивления.

Для сравнения на рисунке приведены результаты работ других авторов. Кривая 1 отражает результаты исследования теплоотдачи на трубных пучках серийного испарителя оросительного типа, кривая 3 - обобщенные результаты исследований теплоотдачи, предложенные для использования в расчетах элементов абсорбционных холодильных машин.

Анализ результатов рассмотренных работ показал, что в Величинах коэффициентов теплоотдачи наблюдается необъяснимое противоречие. Идентичность характера зависимостей 2 и 3 позволила сделать вывод о том, что для разработки и разрешения математической модели испарителя модифицированной холодильной машины может быть принята критериальная зависимость, полученная при исследовании теплообмена в

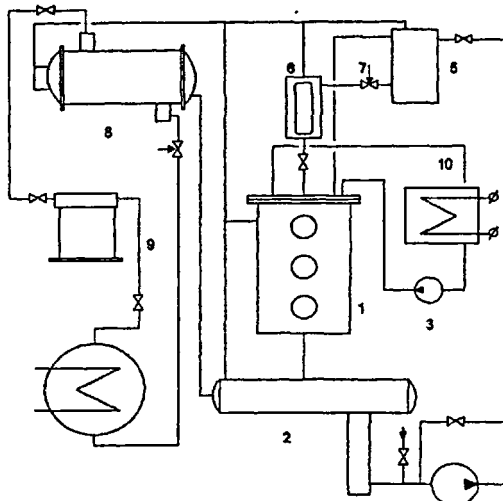


Рис. 7. Схема экспериментальной установки.

- 1.-экспериментальный испаритель; 2-ресивер; 3.насос для циркуляции греющей воды;
 4 - насос для подачи холодильного агента; 5 - бачок-уровнедержатель; 6 - мерный бак; 7 — регулирующий вентиль; 8 - конденсатор; 9 - компрессор; 10 - нагревательный бак.

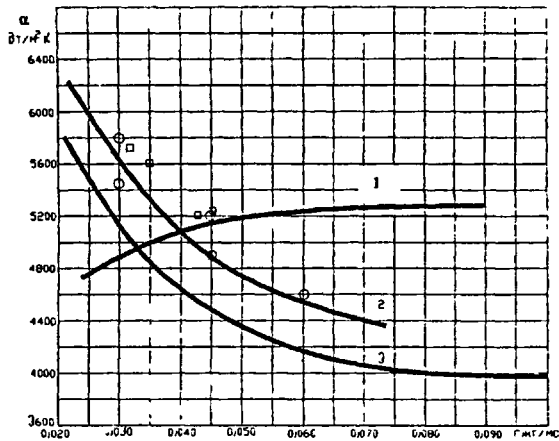


Рис. 8 Зависимость коэффициента теплоотдачи от плотности орошения:

- 1 - результаты экспериментов В.Иллимовой и др.; 2 - результаты собственных исследований; 3 - обобщенная зависимость (А.П.Бурдуков, А.Р.Дорохов).

процессе поверхностного испарения в вакуум при орошении водой горизонтального цилиндра, подтвержденная нашими опытами на пучке горизонтальных труб.

На рис.9 представлена экспериментальная установка для исследования модели вертикального пленочного генератора, входящего в состав высокотемпературного абсорбционно-компрессионного теплового насоса. В связи с большим числом параметров исследование проводилось с использованием теории планирования экспериментов. На рисунке 10 отражены результаты исследования процесса теплообмена при кипении водоаммиачного раствора в тонкой стекающей пленке на вертикальной трубе и массообмена в процессе сопутствующей ректификации. Полученные уравнения соответствуют переходному режиму кипения в пленке. Они обобщили опытные данные по теплообмену с относительной погрешностью 19,5%, по массообмену - 29,5%. Результаты работы внедрены во ВНИИхолодмаше в практику проектирования водоаммиачного термотрансформаторов, включены в учебники «Холодильные машины» под редакцией профессора А.А.Сакуна (1985г), профессора Л.С.Тимофеевского (1997г).

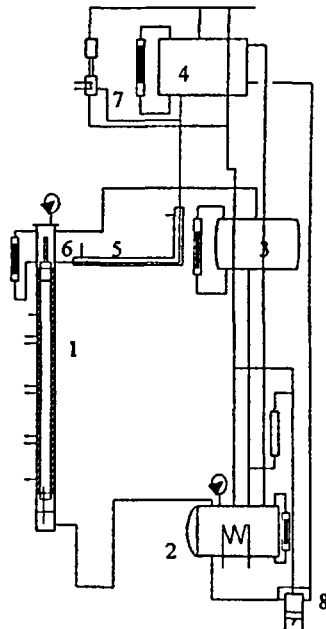
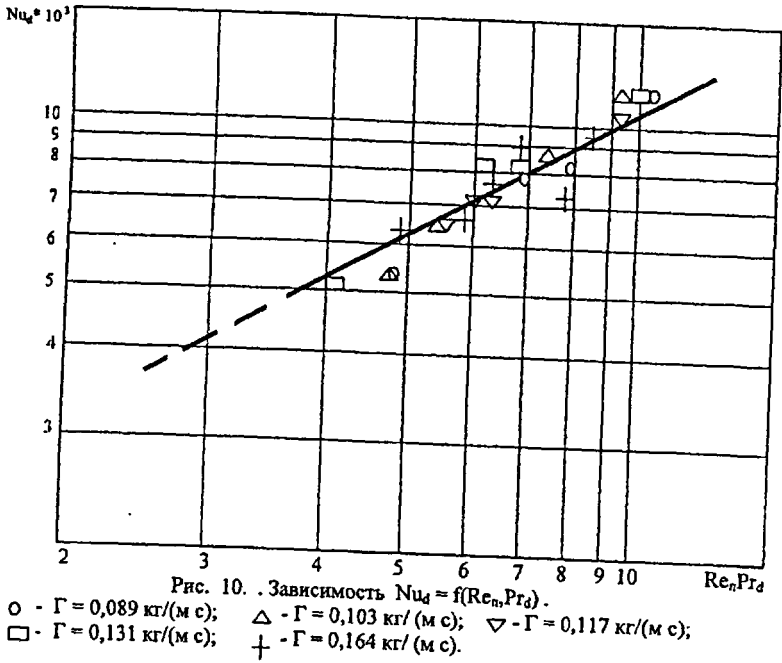
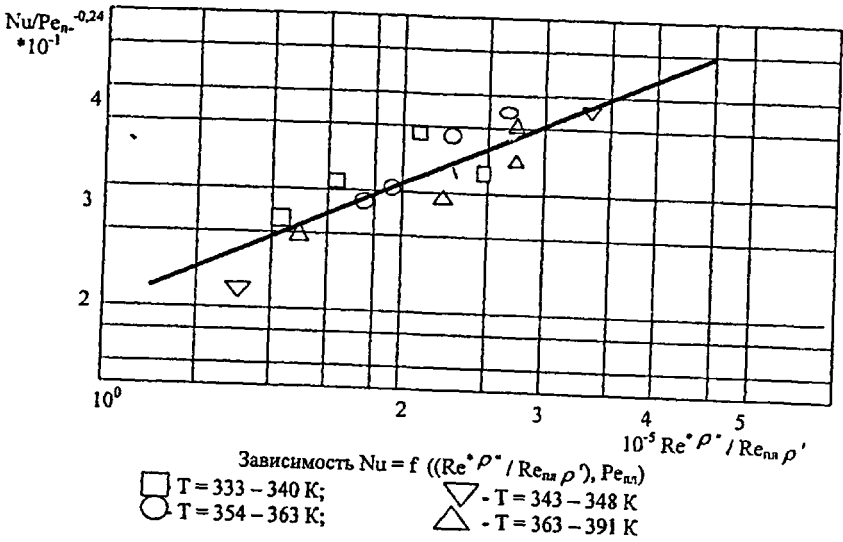


Рис. 9. Схема стенда для исследования тепло- и массообмена в вертикальном пленочном генераторе: 1 - экспериментальная труба; 2 - ресивер; 3 - конденсатор; 4 - напорный бак для воды; 5 - обогреваемая подающая труба; 6 - распределитель раствора; 7 - аппарат для измерения концентрации; 8 - насос.



На рис.11 представлена экспериментальная схема термокомпрессора малой производительности. В ее составе проведено экспериментальное исследование укрепляющей колонны. Особое внимание при проектировании термокомпрессора было уделено конструкции дефлегматора. Дефлегматор выполнен как трубный аппарат, внутри которого размещены змеевик и насадка. Площадь поверхности насадки в единице объема составила $228,6 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Принцип противоточности по рабочему телу с верхней подачей охлаждающей воды обеспечивает работу дефлегматора с минимальным расходом воды, что определяет особый режим, отличный от общепринятого. Степень термодинамического совершенства укрепляющей колонны и ее элементов определена в виде их тепловой эффективности. В соответствии с поставленной задачей исследование вели в режиме простой перегонки. В качестве изменяющегося параметра было принято давление. Измерение температуры пара проводилось при установившемся давлении, зависящем от тепловой нагрузки генератора. Точность измерения температуры $0,1 \text{ }^\circ\text{C}$. Результаты исследования в виде зависимости степени термодинамического совершенства от давления приведены на рис.12. Относительная погрешность при определении степени термодинамического совершенства составила $1,07\%$.

Использование переменного по давлению режима в условиях подачи в дефлегматор минимального количества воды позволило получить информацию о моментах изменения характера протекающих процессов, который определяется сложным тепло- и массопереносом между паром и флегмой. В результате исследования сделан вывод о том, что при создании холодильной водоаммиачной машины малой производительности в состав укрепляющей колонны может быть включен только дефлегматор совмещенного типа, что обеспечит необходимое укрепление пара при минимальном расходе охлаждающей воды.

Для проведения расчетов по определению холодопроизводительности термокомпрессора использовано среднее значение величины степени термодинамического совершенства, равное $0,72$, которое было определено с ошибкой в $7,08\%$. Характеристика холодильной машины малой производительности представлена на рис.13. Расчетное значение отношения холодопроизводительности к массе холодильной машины составило $12... 13 \text{ Вт/кг}$, что на 30% ниже, чем для малой холодильной машины японской фирмы Katsura Co.,LT ($17,5 \text{ Вт/кг}$).

Пути совершенствования конструкций исследуемых аппаратов, определенные в результате эксергетического анализа, позволят улучшить их массогабаритные показатели. Одним из направлений решения данной задачи является оптимизация размеров теломассообменных аппаратов с помощью математического моделирования. Целью исследования было определение эффективной высоты, соответствующей наибольшей скорости изменения температуры ректифицированного пара. При моделировании использовался метод элементарных тепловых балансов подвижных сред.

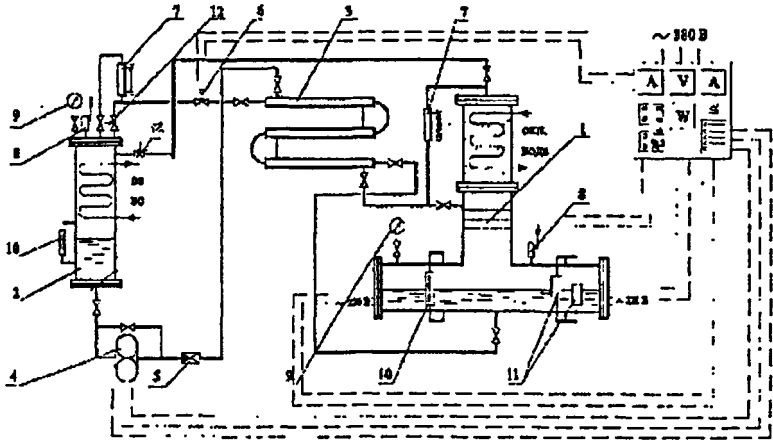


Рис. 11. Схема абсорбционного узла водоаммиачной АХМ малой производительности: 1 – генератор; 2 – абсорбер; 3 – теплообменник; 4 – насос; 5 – обратный клапан; 6 – соленоидный вентиль; 7 – мерная емкость; 8 – предохранительный клапан; 9 – манометр; 10 – стекло Клингера; 11 – ПРУ; 12 – регулирующий вентиль.



Рис. 12. Зависимость степени термодинамического совершенства укрепляющей колонны от давления

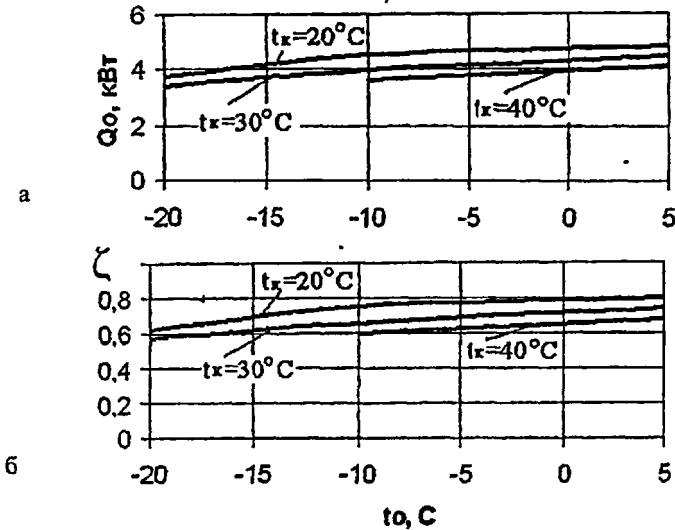


Рис. 13. Характеристика абсорбционного термического компрессора малой производительности: а) холодопроизводительность; б) тепловой коэффициент.

Аппараты рассматриваются как элементы подсистемы блока энергосберегающей технологии. Из-за сложности реальных процессов, протекающих в вертикальном пленочном генераторе и дефлегматоре совмещенного типа, при разработке моделей принят ряд допущений:

- образование пара в генераторе происходит преимущественно за счет тепла, передаваемого через стенку трубы;
- в условиях работы абсорбционно-компрессионного теплового насоса процесс кипения раствора идет с мало меняющимися значениями теплоты парообразования и теплоемкости;
- насадка дефлегматора вместе с охлаждающим змеевиком представляет собой однородную систему;
- температура элементов насадки и стенки змеевика одинакова и равна температуре насыщения в элементарном сечении;
- теплообмен от наружной поверхности к окружающей среде не учитывается.

Математическая модель выпарного элемента генератора, обогреваемого конденсирующимся паром.

Выпарной элемент относится к испарительным аппаратам, процесс в нем формируется из трех компонент: кипящего водоаммиачного раствора с меняющейся по высоте концентрацией, прямого и поперечного потоков пара, поступающих в элементарное сечение. С учетом определяющего теплового потока тепло, поступающее через стенку трубы в сечение dx , $dQ = \pi d_{\text{вн}} q_x dx$, где $q_x = A \Delta t^a G^m p^l$.

Изменение массы жидкости в процессе кипения:

$$-dG/dQ = 1/r = \text{Const} \text{ и далее } Gdt/dQ = B = \text{Const.}$$

При условии $t_{cr} = \text{Const}$, $dG/G = d(\Delta t / rB)$, откуда $G = A_1 \exp(\Delta t / rB)$.

Для получения зависимости температурного напора от высоты трубы выразим $dG = (\pi d_{\text{вн}} q_r / r) dx$ и далее

$$-A_2 \exp((1-m) \Delta t / rB) \Delta t^{(n+1)} d(\Delta t / rB) = dx,$$

В результате замены переменной получим:

$$-A_3 \int (\exp \Delta Z d\Delta Z) / \Delta Z^{(n+1)} = \chi + C$$

и частное решение уравнения в виде

$$\exp \Delta Z / \Delta Z - \ln \Delta Z - \Delta Z = X.$$

Обозначения постоянных и переменных величин приведены в [6].

Математическая модель дефлегматора совмещенного типа

Дефлегматор совмещенного типа представляет собой аппарат, в котором происходит сложный процесс фракционной конденсации с отводом тепла, сопровождающийся массообменом между неравновесными паром и жидкостью. • Процесс в дефлегматоре формируется из трех компонент: прямого потока пара, флегмы, пара, образующегося за счет тепла конденсации и абсорбции.

Тепло, подведенное к элементу дефлегматора,

$$dQ = dQ_x - dQ_{x+dx} = - (dq(x) / dx) S dx,$$

где S – поперечное сечение дефлегматора.

Используя зависимость, полученную В.М. Стефановским при исследовании противоточного дефлегматора, $\alpha = A (q^{0,8}) / d_s^{0,2}$, получим $dQ = A_2 S d(\Delta t^3)$

Тепло, отведенное от элемента дефлегматора охлаждающей водой,

$$dQ_s = q_s(x) \pi d_d dx.$$

При условии подачи минимального количества охлаждающей воды ($Re = 2200$),

$Nu_{\text{ж}} = B (Re)^n (Pr_{\text{ж}})^l (Pr_{\text{ж}} / Pr_{\text{ст}})^{0,25} (Gr_{\text{ж}})^{0,1}$, где $B = 0,15$; $n = 0,33$; $l = 0,43$;

получим

$$dQ_s = C \Delta t^{1,1} \pi d_d dx$$

Уравнение теплового баланса элемента дефлегматора:

$$-A_2 d(\Delta t^3) S = C \Delta t_1 \pi d_d dx \quad \text{и после введения комплекса,}$$

объединяющего постоянные параметры, общее решение дифференциального уравнения будет иметь вид:

$$D \int_{t_{n \text{ вых}}}^{t_{n \text{ вх}}} d(t_n - t_{cn})^5 = \int dx \quad \text{и далее}$$

$$t_{n \text{ вых}} = ((H/D) + (t_{n \text{ вх}} - t_{cn})^5)^{0,2} + t_{cn}$$

Обозначения постоянных и переменных величин приведены в [18].

Применение аналитического метода исследования полученных зависимостей позволяет определить границы изменения высоты аппаратов, для которых характерна наибольшая скорость изменения температуры ректифицированного пара. Для оценки адекватности математических моделей проведено сравнение расчетных и опытных значений температуры

В частности, для дефлегматора совмещенного типа расхождение в 27,4% с учетом сложности протекающих процессов может быть принято удовлетворительным.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований использованы для конструктивного оформления аппаратов, разработки и реализации моделей энергосберегающих систем.

Разработанная методология применена к использованию серийной и модифицированной холодильной машины на базе АБХМ 3000 для решения проблем энергосбережения на крупнейших предприятиях Астраханского региона: ТЭЦ 2 и газоперерабатывающем заводе Астраханьгазпром. С этой целью проведен анализ их работы.

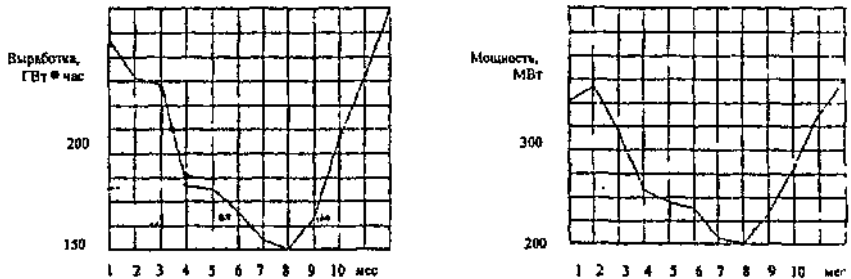


Рис. 14. Усредненные графики выработки электроэнергии (ГВт *ч) и электрической мощности (МВт) АТЭЦ-2 за 1992 - 95 гг.

На рис. 14 представлены графики изменения выработки электроэнергии ТЭЦ-2 по месяцам года. Величины выработки электроэнергии получены в результате прямых измерений с использованием мегаваттметра класса точности 2. Анализ характера графической зависимости и результатов работы градиент дал возможность предположить, что на снижение выработки электроэнергии в теплое время года совокупное воздействие оказывают уменьшение теплового отбора и повышение температуры воздуха. Для улучшения показателей работы ТЭЦ предлагается использовать разработанную энергосберегающую систему на базе модифицированной холодильной машины, обеспечивающую постоянный тепловой отбор и снижение температуры в конденсаторе.

При изучении и анализе работы тепловой схемы технологической установки по производству бензина Астраханского газоперерабатывающего завода (АГПЗ) было установлено, что в летнее время года наблюдаются нарушения технологического режима, связанные с неустойчивой работой системы турбина-конденсатор, которая обеспечивает привод технологического турбокомпрессора. Результаты производственного эксперимента в виде зависимости давления в конденсаторе от величины паровой нагрузки приведены на рис.15. Относительная ошибка при описании экспериментальных данных составляет 25,4%.

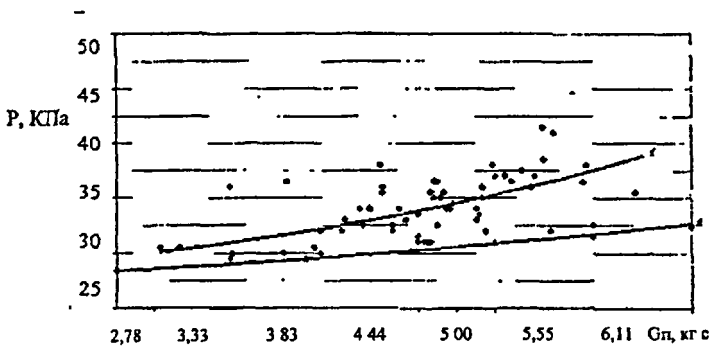


Рис. Характеристика турбины: 1-действительная; 2-расчетная

Сравнение полученной зависимости с характеристикой турбины показано, что причиной нарушения технологического режима является повышение давления в конденсаторе. При фиксированном значении паровой нагрузки величина рабочего давления больше теоретической, что ведет к уменьшению производительности турбины и компрессора.

Снижение эффективности конденсатора установлено также путем сравнения расчетных и действительных значений коэффициентов теплопередачи. Как показал анализ, действительные значения коэффициентов теплопередачи в среднем на 40% ниже расчетных.

Возможными путями стабилизации работы системы могут быть увеличение теплообменной поверхности конденсатора, либо снижение температуры охлаждающей воды с помощью термотрансформатора, работающего на тепле бросового пара, расход которого на предприятии составляет более $40\text{ м}^3/\text{час}$.

Термодинамическая эффективность энергосберегающих систем была определена с использованием метода эксергетического анализа.

На рисунке 16 приведена диаграмма распределения эксергетических потерь системы ТЭЦ в трех режимах: конденсационном, теплофикационном и с использованием термотрансформатора. Установлено, что потери эксергии в элементах холодильной машины на порядок ниже, чем в энергоблоке, а эксергетический КПД имеет промежуточное значение между показателями зимнего и летнего режимов.

Для абсорбционного теплового насоса (рис.17) распределение потерь эксергии и сравнение полученного значения КПД, равного 21%, с существующими позволяют сделать вывод, что предлагаемая схема отвечает требованиям создания энергосберегающего оборудования.

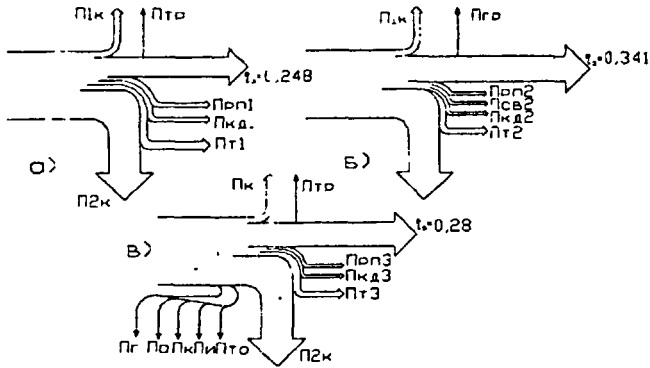


Рис. 16. Диаграмма распределения эксергетических потерь по элементам схем для различных режимов работы: а – конденсационный режим; б – теплофикационный; в – режим совместной работы ТЭЦ-АБХА:

$P_{iк}$ – потери в котле за счет перехода части химической энергии топлива к окружающей среде, минуя воду;
 $P_{тр}$ – потери в трубопроводе, соединяющем паровой котел с турбиной;
 $P_{2к}$ – потери от превращения части химической энергии топлива в тепло и необратимости его подвода к воде;
 $P_{рп}$ – потери от необратимости передачи тепла в регенеративных теплообменниках;
 $P_{кд}$ – потери в конденсаторе;
 $P_{т}$ – потери в турбине;
 $P_{св}$ – потери в теплообменнике сетевой воды;
 $P_r, P_a, P_{ком}, P_k, P_{т_0}$ – потери от необратимости передачи тепла в элемент абсорбционной машины.

На рис. 18 представлен график эксергетического баланса водоаммиачной холодильной машины малой производительности.

Анализ распределения потерь в малой холодильной машине показал малое значение относительных потерь эксергии в дефлегматоре, что подтверждает высокую эффективность тепломассообмена. Общий эксергетический КПД, равный 12%, является удовлетворительной величиной для машин данного типа. Повышение его величины в данной конструкции возможно при увеличении концентрации рабочего тела. Значительные потери эксергии при дросселировании раствора и пара определили пути совершенствования конструкции.

Экономическая эффективность энергосберегающих систем определена на основе математического моделирования. Целью моделирования является определение критерия эффективности, учитывающего теплотехнические, конструктивно-компоновочные характеристики системы в зависимости от ее назначения.

Исходные данные для моделирования: техническая характеристика серийной холодильной машины АБХМ 3000, новые условия работы, характерные для системы энергосбережения, метод итерации.

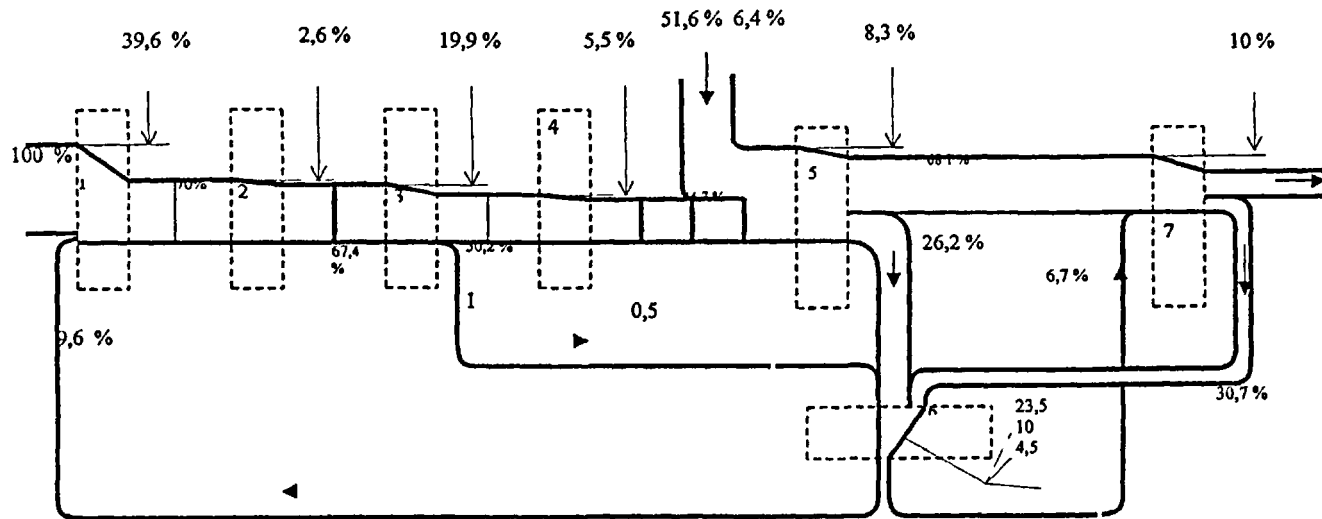


Рис. 17. Диаграмма потоков эксергии абсорбционного теплового насоса:

1 - компрессор; 2 - охладитель; 3 - дефлегматор; 4 - конденсатор; 5 - испаритель; 6 - генератор; 7 - абсорбер

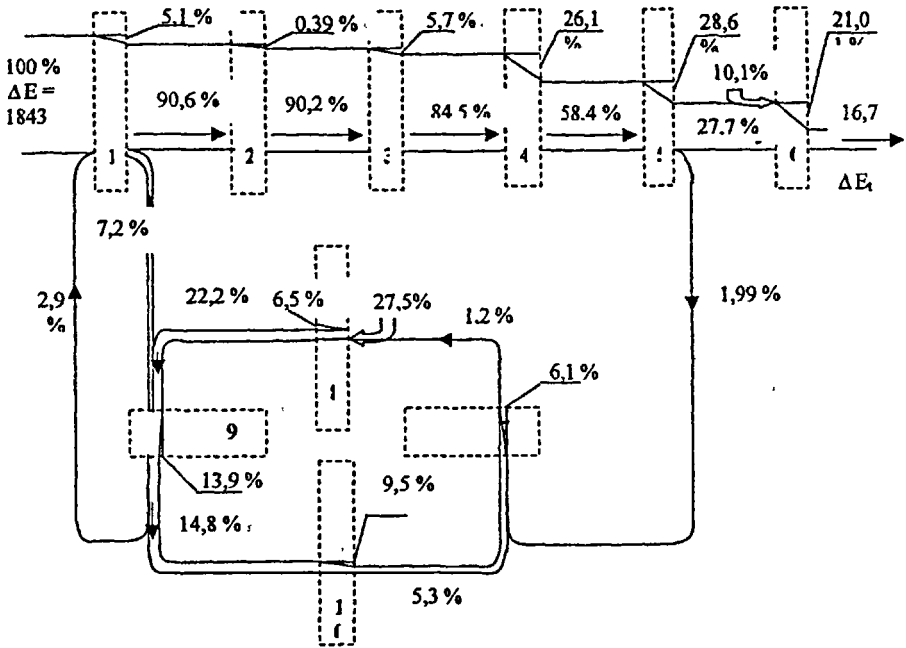


Рис. 18. График эксергетического баланса абсорбционной водоаммиачной холодильной машины малой производительности : 1 – генератор; 2 – дефлегматор; 3 – конденсатор; 4 – РВ холодильного агента; 5 – испаритель; 6 – насос; 7 – абсорбер; 8 – насос; 9 – теплообменники; 10 – РВ раствора.

Алгоритм модели энергосберегающей системы ТЭЦ-2–АБХМ 3000

При моделировании энергоблока использован метод регрессионного анализа с нелинейным черным ящиком. Расчеты по модели проведены с помощью универсального математического пакета MATHCAD-2000:

$$\left. \begin{aligned} W &= -0,621t^2 + 3,191 \cdot 10^{-9} Q^2 + 2,428 \cdot 10^{-5} t Q + 29,952 t - 2,162 \cdot 10^{-3} Q + 1,47 \\ W &= 171,747 - 1,352 t + 2,197 Q; \Delta Q = Q_1 - Q; \Delta Q > Q; Q_{\text{пот}} = 0,386 \Delta Q - Q_{\text{пр}}; \\ Q_{\text{общ}} &= 0,83 Q_{\text{пот}}; G = Q_{\text{общ}} / q_{\text{л}}; Q_{0 \text{ общ}} = G Q_0; \zeta = Q_{0 \text{ общ}} / Q_{\text{общ}} \end{aligned} \right\}$$

Здесь W – значения выработки электроэнергии по месяцам расчетного периода, полученные в результате производственного эксперимента; Q – тепловой отбор по месяцам расчетного периода, Q_1 – контрольное значение теплового отбора; $Q_{\text{пот}}$ – возможный тепловой отбор для использования в абсорбционном термотрансформаторе; t – температура охлаждающей воды; ζ – тепловой коэффициент; $\Delta Q > Q$ – условие эффективного применения технологии абсорбционных термотрансформаторов

При моделировании испарителя холодильной машины АБХМ 3000 использован метод итерации.

$$\left. \begin{aligned} t_0 &= t - \Delta t_0; t_u = t - \Delta t_u; t_{cp} = (t + t_u)/2; \dot{\alpha}_n = Nu_n \lambda / d_{np}; \\ \delta_{пл} &= (3 v_{пл}^2 / 9.8)^{0.33} Re_{пл}^{-0.33} \nu_n; X_t = 0,1 Re_{пл} Pr_{пл} \delta_{пл}; L = \pi d_{np} / 2; \\ Nu_n &= (Nu_1 + X_t / L + Nu_2 (1 - X_t / L)); Nu_2 = 1,88; Nu_1 = 1,17 (Re_{пл} Pr_{пл} \delta / L)^{0.33}; \\ \alpha_{пл} &= Nu_{пл} \lambda_{пл} / \delta_{пл}; k = 1 / (1/\alpha_n + 0,92 / \alpha_{пл} + 0,0000092); Q_0 = k F_u \theta; \Delta t_2 = \\ \Delta t_1 e^{kF/W_1}. \end{aligned} \right\}$$

Здесь Δt_0 , Δt_u - температурные перепады в испарителе (переменные параметры); $\delta_{пл}$, X_t , L - толщина пленки, длина начального теплового участка стабилизации, характерный линейный размер; Nu_n - приведенный критерий Нуссельта (Nu_1 - для начального участка, Nu_2 - для стабилизированного участка); W_1 - водяной эквивалент.

Для энергосберегающей системы в целом:

$$\left. \begin{aligned} n &= Q_{0ос} / Q_0, Q_{0ос} = n G_u c_p \Delta t_u; t_{охл} = ((G_k - n G_u) t + n G_u t_u) / G_k; \\ W_1 &= 235,77 - 1,352 t_{охл}; \Delta W = W_1 - W; \delta_w = ((W_1 - W) / W_1) 100\% \end{aligned} \right\}$$

Здесь n - расчетное число холодильных машин; G_u , G_k - расходы воды в испарителе холодильной машины и конденсаторе энергоблока; W_1 - величина выработки электроэнергии с учетом дополнительного летнего теплового отбора и охлаждения воды; ΔW - дополнительная выработка электроэнергии, δ_w - энергосберегающий эффект.

Алгоритм модели энергосберегающей системы схемы каталитического риформинга

При разработке и реализации модели использован метод итерации, в качестве дополнительных исходных данных приняты результаты производственного эксперимента, техническая характеристика конденсатора турбинной установки.

$$\left. \begin{aligned} D_k; p_k; w &= A V_n / d_2^2; m = G_n / D_k; Q_k = D_k \Delta i_k; t_2 = t_1 + Q_k / c_p G_n; t_{cp} = (t_1 + t_2) / 2; \\ \alpha_n &= f(Re, Pr); g_n = D_k / F; q = Q_k g_n / D_k; \Delta t_n = \theta_m - q (d_1 / (\alpha_n d_2) + 1,15 * d_1 * \\ &10^{-3} \lambda_{cr}^{-1} \ln(d_1 / d_2)); t_{nn} = t_n - \Delta t_n / 2; \\ \alpha_{cm} &= 12,9 \Pi^{0.1} * Nu^{0.5} (1 + 0,5 z)^{0.33} * S_{cp}^{0.15} \alpha_n \epsilon^{-0.04}; k = 0,8 ((d_1 / d_2) / \alpha_n + \\ &1 / \alpha_{cm} + 1,15 d_1 * 10^{-3} \ln(d_1 / d_2) / \lambda_{cr} + \delta_2 / \lambda_2)^{-1}; F_1 = Q_k / k \theta_m; \\ |F_1 - F| / F &\leq 0,05; g_{n1} = D_k / F_1; |g_{n1} - g_n| / g_n \leq 0,05; k_d = Q_k / (F \theta_m); \\ |k - k_d| / k &\leq 0,05 \end{aligned} \right\}$$

Здесь A - расчетный комплекс, объединяющий конструктивные характеристики конденсатора: D_k - расход пара в зависимости от режима работы установки; p_k - давление в конденсаторе (переменный параметр); g_n - действительная удельная паровая нагрузка конденсатора; q - удельная тепловая нагрузка конденсатора; α_{cm} - коэффициент теплоотдачи с учетом присоса воздуха; k - расчетный коэффициент теплопередачи с учетом загрязнений; F_1 - расчетная площадь поверхности охлаждения; g_{n1} - расчетная удельная паровая нагрузка; k_d - действительное значение коэффициента теплопередачи.

Алгоритм модели модифицированной холодильной машины

Цель моделирования - определение направлений модификации серийной машины АБХМ 3000 с учетом условий работы энергосберегающей

системы. При разработке и реализации модели использован метод итерации и сравнение результатов моделирования с характеристиками серийной холодильной машины. В расчетах использованы электронные таблицы термодинамических свойств раствора и холодильного агента в интервалах изменения температуры, давления, концентрации, характерных для работы холодильной машины в системе энергосбережения. Моделирование аппаратов ведется по приведенной схеме алгоритма модели испарителя. В результате расчетов по моделям определены необходимые параметры: температурный напор и коэффициент теплопередачи для каждого аппарата.

<p style="text-align: center;">Испаритель</p> $W_1 = G_s \cdot c_p; \Delta t_2 = \Delta t_1 \cdot e^{-kF/W_1} \rightarrow \theta_m;$ $Q_0 = G_s \cdot c_p \cdot \Delta t_s; Q_0 = k \cdot F_s \cdot \theta_m; q_F = Q_0/F_s;$ $t_{cr} = t_0 + q_F/\alpha_s; t_{cr} = t_s - q_F/\alpha_s;$	<p style="text-align: center;">Конденсатор</p> $W_2 = G_s \cdot c_p; \Delta t_2 = \Delta t_1 \cdot e^{-kF/W_2} \rightarrow \theta_m;$ $Q_k = D \cdot q_k; Q_k = k \cdot F_k \cdot \theta_m; G_s = Q_k/c_p \cdot \Delta t_s;$ $N_{эл.дв} = G_s \cdot \Delta p / (\rho \cdot \eta); g_n = D/F_k; g_n \leq [g_n];$
<p style="text-align: center;">Абсорбер</p> $P = (T_{20} - T_{21}) / (T_{11} - T_{21});$ $R = (T_{11} - T_{10}) / (T_{20} - T_{21});$ $\theta = \Delta T_m / (T_{21} - T_{11}) \rightarrow \Delta T_{1m} = \Delta T_m / A;$ $Q_s = D \cdot q_s; Q_s = k \cdot F_s \cdot \Delta T_{1m}; q_F = Q_s/F_s;$ $t_{cr} = t_p - q_F/\alpha_p; t_{cr} = t_s + q_F/\alpha_s;$	<p style="text-align: center;">Генератор</p> $Q_n = D \cdot q_n; Q_n = k \cdot F_n \cdot \theta_m;$ $q_F = Q_n/F_n; q_F \leq [q_F];$
<p>Здесь P, R, θ, A параметры и коэффициенты теплообменника с перекрестным током при отсутствии перемешивания между ходами; T – температура потоков воды и растворов на входе и выходе. Значения t_{cr} и t'_{cr} соответствуют максимальным паспортным для испарителя и абсорбера АБХМ3000.</p>	<p style="text-align: center;">Теплообменник</p> $\Delta Q = Q - Q'; F_n = \Delta Q / (k \cdot \theta_m)$ <p>Здесь Q – расчетная тепловая нагрузка, Q' – тепловой поток через поверхность стандартного аппарата; θ_m – фиксированный температурный напор; F_n – дополнительная поверхность теплообменника.</p>

На основании проведенного анализа сделан вывод о том, что внутреннее устройство блоков абсорбер-испаритель, генератор-конденсатор в составе модифицированной холодильной машины остается неизменным. Модификации подлежат внешние системы и теплообменник растворов.

Результаты расчетов технике - экономических показателей приведены в таблице 1. Для обеспечения условий эксплуатации в энергосберегающей системе ТЭЦ -2 вместо определенных расчетом четырех холодильных машин принято пять, в системе каталитического риформинга одна модифицированная холодильная машина обеспечивает необходимую величину давления в конденсаторе и соблюдение технологического режима.

С целью сравнения можно привести следующее: затраты на сооружение современной парогазовой установки зарубежного производства по данным ВТИ составляют от 450 до 1000 долларов на кВт установленной мощности. Тогда необходимые 40 МВт обойдутся в 18 млн. долларов, т.е. примерно в 10 раз дороже, чем энергосберегающая система из 5 модифицированных холодильных машин на базе АБХМ 3000.

Таблица 1.

Наименование показателей	АТЭЦ-2	ГПЗ
1	2	3
1. Число часов работы установки в году, час/год	5000	
2. Годовое производство продукции (энергосберегающий эффект).	113,3 млн кВт/час	25 т. тонн/год
3. Годовое потребление тепла, Гкал/год	112799	---
4. Полные капиталовложения, тыс. руб.	54815	14013
5. Полные эксплуатационные расходы тыс. руб/год	41189	2136
6. Цена тепловой энергии по тарифу в регионе, руб/Гкал	295	---
7. Стоимость электроэнергии по тарифу энергосистемы, тыс. руб/год.	585	117
8. Экономическая эффективность, тыс. руб.	16487,9	22875
9. Срок окупаемости, год	3,32	0,6

Анализ результатов работы показал, что разработанная методология использования абсорбционных термотрансформаторов в энергосберегающих системах определила, какими должны быть принципы построения, форма и средства их исследования:

1. Принцип построения исследования основан на логической последовательности его основных частей: постановка задачи - предложение обоснование возможности использования предложения - оценка эффективности. При этом для проведения исследования применен системный подход, когда сложная система рассматривается как интегрированное целое, состоящее из отдельных подсистем или блоков.

2. Форма исследования - теоретическое и экспериментальное исследование элементов и энергосберегающих систем в целом для получения новой информации о протекающих в них процессах.

3. Средства исследования энергосберегающих систем — термодинамический анализ и моделирование как методы, позволяющие определить их основные характеристики, обеспечить оценку эффективности для конкретно заданных условий работы.

Заключение

Обобщение и анализ результатов исследования позволили определить методологию использования и оценки эффективности абсорбционных холодильных машин и тепловых насосов в системах энергосбережения на

основе термодинамического анализа, математического и реального моделирования процессов и циклов для различных условий работы.

1. Разработанная методология определила новое направление повышения эффективности энергосбережения путем использования абсорбционных холодильных машин и тепловых насосов сезонного и круглогодичного действия.

2. Возможность эффективного использования абсорбционных термотрансформаторов в системах энергосбережения установлена на основе результатов термодинамического и системного анализа, моделирования сложных схем., при этом построенная обобщенная модель, отражающая внутреннее и внешнее содержание и связи, служит теоретическим обоснованием, результаты анализа и моделирования элементов и систем в целом — экспериментальным подтверждением этой возможности.

3. При разработке методологии использования абсорбционных трансформаторов в системах энергосбережения принцип подхода к исследованию объекта основан на применении различных видов холодильных машин и тепловых насосов. В работе обосновано применение серийной и модифицированной водоаммиачной машины АБХМ 3000, высокотемпературного водоаммиачного теплового насоса, абсорбционной водоаммиачной холодильной машины малой производительности.

4. Разработанный и выполненный в металле термический компрессор может быть рекомендован в качестве основы для проектирования и создания водоаммиачной холодильной машины малой производительности в рамках программы «Холод без фреонов», предложенной XIX Конгрессом МИХ. Холодопроизводительность термокомпрессора определена величиной 3,5...5 кВт при изменении температуры кипения от -20°C до $+5^{\circ}\text{C}$, температура конденсации - от $+20^{\circ}\text{C}$ до $+40^{\circ}\text{C}$. Удельный показатель холодопроизводительности, отнесенной к килограмму массы, равен 12... 12 Вт /кг, что на 30 % ниже, чем у малой холодильной машины японской фирмы¹ Katsura CO/, LTD. Пути совершенствования конструкции определены результатами эксергетического анализа.

5. Недостающие научные данные для разработки и реализации комплекса моделей и выработки рекомендаций по конструированию аппаратов получены в результате теоретического и экспериментального исследования процессов в элементах термотрансформаторов: испарителе абсорбционной модифицированной бромистолитиевой холодильной машины, работающей в условиях энергосбережения (давление 1000...4000 Па); вертикальном пленочном генераторе абсорбционно-компрессионного теплового насоса круглогодичного действия в широком диапазоне изменения режимных параметров; укрепляющей колонне термического компрессора малой производительности в интервале изменения давления 0,65... 1,0 МПа.

6. На примере реально действующих промышленных установок впервые показана эффективность энергосберегающих систем на базе абсорбционных термотрансформаторов:

-организация постоянного теплового отбора, используемого для термотрансформатора как источник тепла высокого потенциала, и понижение температуры охлаждающей воды, используемой как источник тепла низкого потенциала, ведут к увеличению выработки электроэнергии на ТЭЦ-2 г. Астрахани;

-понижение температуры в конденсаторе турбины установки каталитического риформинга АГПЗ и использование бросового тепла предприятия обеспечивают поддержание технологического режима производства высококачественного бензина.

7.Экономическая эффективность энергосберегающих систем отражается следующими показателями:

-энергосберегающая система, состоящая из пяти модифицированных холодильных машин АБХМ 3000, обеспечивает дополнительную выработку электроэнергии в количестве, обеспечивающем покрытие 18% из 20%, недостающих в летнее время года, со сроком окупаемости 3,32 года;

-энергосберегающая система, состоящая из одной модифицированной холодильной машины, обеспечит поддержание технологического режима схемы каталитического риформинга Астраханского газоперерабатывающего завода со сроком окупаемости менее одного года.

8.Разработанная методология позволяет оценить эффективность любой энергосберегающей системы с учетом возможности ее моделирования.

Основные результаты диссертации изложены в следующих работах:

1.Блиер Б.М., Галимова Л.В. Анализ термодинамического совершенства выпарных элементов абсорбционных холодильных машин//Новые теплоэнергетические и холодильные системы и циклы: Тр. Всесоюзной науч.- техн. конф. по термодинамике.- JL, 1969.-С. 307-314.

2.Вургафт А.В., Галимова Л.В. Массоотдача при сопутствующей ректификации в генераторе АХМ// Изв. Вузов СССР. Пищ. технология.- 1974.-N5.-С.7-9.

3.Вургафт АБ., Галимова Л.В. Теплоотдача при кипении водоаммиачного раствора в стекающей пленке на вертикальной трубе // Холодильная техника.-1974.-N 12. -С. 8-11.

4.Галимова Л.В. Исследование вертикального пленочного генератора абсорбционной водоаммиачной холодильной машины: Дис. канд. техн. наук.- Одесса,1976.-111с.

5.Галимова Л.В. Результаты экспериментального исследования и методика расчета вертикального пленочного генератора абсорбционной водоаммиачной холодильной машины // Совершенствование процессов, машин и аппаратов холодильной и криогенной техники и кондиционирования воздуха: Тезисы докладов Всесоюзной конф.- Ташкент,1977.-С. 15.

6.Галимова Л.В., Вургафт А.В. Изменение температурного напора по высоте вертикального пленочного генератора абсорбционной холодильной машины // Холодильная ТехННКа.-1979.-N 7,- С. 17-18.

7.Галимова Л.В. К методике расчета выпарного элемента генератора АХМ//Повышение эффективности использования теплообменных аппаратов холодильных машин: Тезисы докладов науч.- техн. конф.- Астрахань,1980.- С.10.

8.Галимова Л.В. Использование агрегата АБХА-2500 для целей отопления на Астраханском заводе резиновой обуви //Холодильная техника.- 1983.-№4.-С.51-53.

9.Галимова Л.В. Тепловой насос на базе АБХА-2500 // Тепловые насосы в народном хозяйстве СССР//Тезисы докладов Всесоюзного науч.- техн. семинара.-Калининград, 1990.- С. 7.

ЮХалимова Л.В., Голиков Ф.Д. Исследование возможности применения тепловых насосов в схемах очистки сточных вод гальванопроизводства//Вести. АТИРПиХ.-Астрахань, 1993.-С.ил 1-115.

11.Галимова Л.В., Голиков Ф.Д. Абсорбционный тепловой насос в схемах очистки сточных вод гальванопроизводства // Холодильная техника России. Состояние и перспективы: Тезисы докладов совещания, СПб., 1994.- С.12.

12.Галимова Л.В., Полов АЛ. Возможность стабилизации энергоснабжения пищевых производств за счет повышения мощности ТЭЦ-2 г.Астрахани с помощью теплоиспользующих холодильных машин //Холод и пищевые производства: Тезисы докладов Международной НТК. - СПб., 1996.-С.17.

13.Галимова Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы,- Астрахань.: Изд-во АГГУ, 1997.-162 с.

14.Галимова Л.В., Попов А.А. Постановка задачи исследования возможности повышения мощности Астраханской ТЭЦ-2 в летний период времени //300-летию Российского флота//Тезисы докладов региональной НТК, посвященной 300-летию Российского флота.-Астрахань, 1997.- С. 23.

15.Халимова Л.В., Попов А.А. Постановка задачи повышения производительности ТЭЦ-2 гАстрахани с помощью- теплоиспользующих машин // Вестн. АГГУ. Механика,- Астрахань, 1998.- СЛ7-21.

16.Галимова Л.В., Попов А.А. Система ТЭЦ - абсорбционная холодильная машина //Холодильная техника.-1998.-№ 10.-С. 10-12.

17.Галимова Л.В., Попов А.А. Система ТЭЦ - абсорбционная холодильная машина для стабилизации энергоснабжения, предприятий по обработке продуктов перед¹ их транспортировкой // Холодильная техника России: Состояние и перспективы накануне 21 века: Тезисы докладов Междунар. НТК. -СПб., 1998.- С.68.

18.Галимова Л.В., Ныров О.А. Об эффективной высоте дефлегматора совмещенного типа//Холодильная техника России: Состояние и перспективы накануне 21 века: Тезисы докладов Международной НТК.- СПб., 1998.-С69.

России: Состояние и перспективы накануне 21 века: Тезисы докладов Международной НТК.-С.Ш.; 1998.- С.68.

20.Галимова Л.В., Ныров ОА. Метод «газового кольца» при испытании абсорбционного блока водоаммиачной холодильной машины малой производительности//Холодильная техника России: Проблемы и решения: Материалы Междунар. конф.-Астрахань, 1999.-С.8-9.

21.Галимова Л.В., Ныров О А. Абсорбционный узел водоаммиачной холодильной машины малой производительности//Вестн. АГТУ. Механика.-2000.-С. 199-204.

22.Galimova L. V., Popov AA. System of thermoelectric power station and absorption refrigerating machine for stabilization of enterprises energy supply for products processing by cold before transportation. // Refrigeration application on transport in hot climate regions. Book offpapers. -Astrakhan, 2000.-pp.46-50.

23.Galimova L.V., Popov A.A. Absorption Refrigerating machine as a factor of increasing capacity of Termal Power. // Advances in the Refrigeration systems, food technologies and cold chain, Sofia.- Bulgaria, 2000.- p.p.270-274.

24.Галимова Л.В., Ныров ОА. Исследование ректификационной колонны абсорбционного узла водоаммиачной холодильной машины малой производительности // Холодильная техника.-2000.-К 5.-С. 10-11.

25.Галимова Л.В., Урманов Т.М., Семенов А.Е. Анализ работы системы привода центробежного компрессора установки каталитического риформинга АГПЗ//Материалы конференции.-Казань,2001.-С.30-31.

26.Галимова Л.В., Попов А.А. Исследование модели испарителя абсорбционной холодильной машины. АБХМ-3000 (АБХА-2500), работающей в схеме обратного водоснабжения // Вестник МАХ.-2001.- ВЫП.2.-С.8-И.

27.Галимова Л.В., Тимофеевский Л.С. Эффективность энергосберегающих систем на основе тешгоиспользующих термотрансформаторов // Низкотемпературные и пищевые, технологии в 21 веке: Материалы Междунар. научн.- техн. конф., посвященной 70-летию Санкт-Петербург, гос. ун. низкотемператур. и пищевых технологий.-СПб., 2001.-С.55.

28.Галимова Л.В. Энергосберегающая система на ТЭЦ-2 г. Астрахани с применением, теплоиспользующей холодильной машины// Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности.// Материалы третьей Рос. научн.- техн. конф.-Ульяновск, 2001- С.20-22

29.Галимова Л.В. Абсорбционный водоаммиачный термотрансформатор малой холодопроизводительности. Сб. трудов 11 Международной научн. -технич. конференции, посвященной 300-летию Санкт-Петербурга, т.1.,-2003 г.

30.Галимова Л.В. Абсорбционные термотрансформаторы в системах энергосбережения // Холодильная техника. – 2004.- № 5.- С.28-29.

АГТУ ЗАК. 474 ТИР. 100 28.06.04г.