

УДК 621.56/59(063)
ББК 31.392
К 14

Сборник подготовлен под редакцией
доктора технических наук, академика Кулажанова Т.К.

Редакционная коллегия:

Цой А.П., Шалбаев К.К., Галкин М.Л., Андреева В.И. (ответ. секретарь)

К 14 Казахстан-Холод 2019: Сб. докл.межд.науч.-техн.конф. (20-21 февраля 2019г.) = Kazakhstan-Refrigeration 2019: Proceedings of the Conference (February 20-21, 2019). – Алматы: АТУ, 2019. – 218 с., русский, английский

ISBN 978-601-263-484-6

В докладах представлены результаты научных исследований, посвященные холодильным компрессорам, теплообменным аппаратам, системам автоматизации, цифровизации, технологиям холодильного хранения и переработки плодов и овощей и практическим внедрениям, представленные из Казахстана, России, Украины, Германии, Австрии, Беларуси, Кыргызстана, Голландии, Швейцарии и Узбекистана. Сборник рассчитан на специалистов и ученых, работающих в областях холодильной техники, пищевой и химической промышленности, а также на специалистов систем кондиционирования воздуха и жизнеобеспечения жилых, коммерческих зданий и спортивных комплексов.

The proceedings present the results of scientific research on refrigeration compressors, heat exchangers, automation systems, digitalization, refrigeration storage technology and the processing of fruits and vegetables and practical implementations submitted from Kazakhstan, Russia, Ukraine, Germany, Austria, Belarus, Kyrgyzstan, Holland, Switzerland and Uzbekistan. The proceedings are devoted to professionals and scientists working in the fields of refrigeration, food and chemical industries, as well as to specialists in air conditioning systems and life support of residential, commercial buildings and sports complexes.

УДК 621.56/59(063)
ББК 31.392

ISBN 978-601-263-484-6

© АТУ, 2019

ПОСТ РЕЛИЗ

IX МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО - ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ «КАЗАХСТАН – ХОЛОД 2019»

В городе Алматы 20-21 февраля 2019 года состоялась IX-ая Международная научно-техническая конференция «Казахстан – Холод 2019» (далее конференция). Истоки конференции были заложены Представительством Международной Академии Холода, Алматинским Технологическим Университетом ТОО «Тениз» ещё в 2011 году, с тех пор она проходит ежегодно. Конференция была проведена на спортивно-культурном объекте города Алматы – Ледовом дворце «Almaty Arena», расположенном по адресу: Республика Казахстан, 050038, г. Алматы, микрорайон Нуркент, (ул. Бауыржана Момышулы).

Официальными партнёрами конференции выступили мировые бренды холодильных компрессоров, теплообменных аппаратов, систем автоматизации и цифровизации, технологий холодильного хранения и переработки плодов и овощей: **Bitzer, Криотек, GEA, Danfoss, Инженерные системы климата, Guntner, HeatCool, Thermofin, Фитомаг Интер, Kteuzmayr Masshinbau.**

В члены организационного комитета вошли ведущие учебные заведения, научные и общественные организации, среди них: Международная Академия Холода (МАХ), Алматинский технологический университет (АТУ), Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики (НИУ ИТМО), Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана, Одесская национальная академия пищевых технологий (ОНАПТ), Объединение юридических лиц в форме ассоциации «Казахстанская Ассоциация холодильной промышленности» (КазАХП), Ледовый дворец «Almaty Arena», Российский союз предприятий холодильной промышленности (РосСоюзХолодПром), ТОО «Тениз» (Школа холода автоматики и электроники), Выставочная Компания «Мир-Экспо», Научно-техническое общество «КАХАК», Коалиция за "Зеленую экономику" и развитие G-Global при президенте РК.

В конференции приняли участие более 150 представителей из Казахстана, России, Украины, Германии, Дании, Австрии, Финляндии, Республики Беларусь, Кыргызстана, Швейцарии и Узбекистана.

В рамках конференции работало две секции: «Современные энергоэффективные холодильные машины, аппараты, системы хладоснабжения и кондиционирования воздуха» и «Научно-обоснованные и экономически эффективные прикладные технологии охлаждения, замораживания, хранения и консервирования». На конференции выступили представители бизнеса (Партнеры) и ученые по основным инновационным направлениям. Тем самым посетители конференции смогли получить научно-практическую информацию, перенять передовой опыт и расширить свой профессиональный кругозор.

Информационные партнеры:

- Главный информационный партнер Интернет-ресурс «Refrigeration Portal» (<http://refportal.com/>)
- Журнал «Холодильная Техника» (<http://www.holodteh.ru/>)
- Портал холодильного оборудования и компаний «Холодильная индустрия» (<https://holodcatalog.ru/>)

Программный комитет

1. Цой А. П. — Председатель представительства Международной Академии Холода (МАХ) в Казахстане, Президент Казахстанской Ассоциации холодильной промышленности, академик МАХ, к.т.н., профессор, Алматинский Технологический Университет, г. Алматы.
2. Бараненко А. В. — Президент Международной Академии Холода, академик МАХ, д.т.н., профессор, Мегафакультет биотехнологий и низкотемпературных систем, Университет ИТМО, г. Санкт-Петербург.
3. Дубровин Ю. Н. — Президент Российского союза предприятий холодильной промышленности, академик МАХ, г. Москва.
4. Жердев А. А. — декан факультета «Энергетическое машиностроение» МГТУ им. Н.Э. Баумана, д.т.н., профессор, академик МАХ, г. Москва.
5. Сухов Е. В. — Директор по развитию направления «Промышленный холод» в странах СНГ и Восточной Европы ООО «Данфосс», к.т.н., Академик МАХ, г. Москва.
6. Андреева В. И. — ведущий специалист ООНР, Алматинский Технологический Университет, г. Алматы.
7. Титлов А.С. — заведующий кафедрой теплоэнергетики и трубопроводного транспорта энергоносителей Одесской национальной академии пищевых технологий, д.т.н., профессор, академик МАХ, г. Одесса.
8. Апенко С.Л. — СРМ, ДВА, Генеральный директор Дирекции спортивных сооружений, г. Алматы.
9. Schonhals S. — менеджер по теплообменному оборудованию БайэрРэф (Швеция) дочерней фирмы г. Берн, Швейцария.

ПРОГРАММА КОНФЕРЕНЦИИ

Открытие конференции:

Цой Александр Петрович – Председатель Представительства Международной Академии Холода в Казахстане, Президент Объединения юридических лиц в форме ассоциации «Казахстанская Ассоциация холодильной промышленности».

Приветственное слово

1. Апенко Сергей Леонидович - Генеральный директор Дирекции спортивных сооружений, СРМ, ДВА.
2. Галкин Михаил Леонидович – Член правления Российского союза предприятий холодильной промышленности, д.т.н., проф., МГТУ им Н.Э. Баумана, Академик МАХ

Секция 1. СОВРЕМЕННЫЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ, АППАРАТЫ, СИСТЕМЫ ТЕПЛО- И ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Модератор – Шалбаев Калманбет Кожамбердиевич
д.т.н., профессор, КазНТУ им. Сатпаева, Академик МАХ

ООО «Битцер СНГ»

«Технические инновации BITZER»

Тимохин Денис Евгеньевич — Генеральный директор ООО «Битцер СНГ»

Guntner

«Современные решения в холодильной промышленности от Guntner»

Пузанков Михаил — Директор представительства Guntner в Украине, Беларуси, Казахстане, Молдове, Грузии, Азербайджане, Армении и Узбекистане

ООО «ПТК КРИОТЕК»

«Современные методы получения ледяной воды для предприятий пищевой промышленности»

Марков Василий Степанович — Руководитель направления водоохлаждения

ООО «ГЕА Рефрижерейшн РУС»

«Энергоэффективные решения ГЕА в промышленном холоде»

Карев Иван Владимирович — Руководитель направления «Промышленный холод»

Тарасов Сергей Сергеевич — к.т.н., Директор по продажам промышленного холодильного и газокompрессорного оборудования

ООО «Данфосс»

1. «Актуальные решения Danfoss для индустриального холода: клапанные станции с поплавковым регулятором, автономные воздухоотделители и пластинчатые теплообменники».

Сотниченко Максим Владимирович — Инженер по продажам направления «Промышленный холод»

Сухов Евгений Викторович — к.т.н., Академик МАХ, Директор по развитию направления «Промышленный холод» в странах СНГ и Восточной Европы»

2. «Энергоэффективные решения для чиллеров»

Серавин Александр Сергеевич — Руководитель направления «Комплексные инженерные решения»

ООО «Термофин»

«Энергоэффективные решения на базе теплообменной техники Thermofin GmbH»

Новиков Кирилл Георгиевич — Инженер

Шабанов Александр Витальевич — Генеральный Директор

ООО «Инженерные системы климата»

Компания Системы Контроля, официальный партнер итальянской компании EVCO Spa, автоматика технологических процессов, официальный партнер китайской компании Kinco - промышленная автоматика и интерфейсы

1. Программируемые контроллеры в системах управления климатом.

2. НМІ панели как элемент расширения функциональных возможностей систем управления климатом.

3. Интеграция система автоматике EVCO в облачные системы мониторинга.
(На примере систем Cloud Evolution и EPoCA).

Кравцов Николай Петрович — Технический директор компании "Системы Контроля"

Секция 2. НАУЧНО-ОБОСНОВАННЫЕ И ЭКОНОМИЧЕСКИ-ЭФФЕКТИВНЫЕ ПРИКЛАДНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ОХЛАЖДЕНИЯ, ЗАМОРАЖИВАНИЯ, ХРАНЕНИЯ И КОНСЕРВИРОВАНИЯ

Модератор – Шалбаев Калманбет Кожамбердиевич
д.т.н., профессор, КазНТУ им. Сатпаева, Академик МАХ

МГТУ им. Н.Э. Баумана

«Современные тренды в производстве холода с использованием промежуточных хладоносителей»

Галкин Михаил Леонидович — д.т.н., профессор, академик МАХ

ООО «ФитомагИнтер» (Россия), Kreuzmaur Maschinenbau (Австрия)

«Как достичь наибольшей эффективности хранения и получить максимум из фруктов»

Салатина Ирина — Инженер-технолог

ПАНЕЛЬНОЕ ОБСУЖДЕНИЕ

Сессия вопросов и ответов. Ведущий - Цой А.П.

«Основные направления деятельности в Становлении холодильной отрасли Казахстана»

На конференции Председатель представительства МАХ в Казахстане Цой А.П. выступил с докладом **«Основные направления деятельности в Становлении холодильной отрасли Казахстана»**, в котором осветил деятельность МАХ и КазАХП, основывающейся на принципе «Образование –Наука –Производство».

В докладе Председатель МАХ подчеркнул, что в Становлении холодильной отрасли Казахстана основными игроками выступают - Представительство МАХ в Казахстане, КазАХП, университет АТУ и Школа холода автоматике и электроники «Тениз». Все эти организации осуществляют деятельность совместно и со взаимной поддержкой. Международная научно-практическая связь осуществляется через МАХ, образование и наука через АТУ и «Тениз». Через КазАХП поддерживается связь с производством т.е. бизнесом. КазАХП аккредитована в Министерстве сельского хозяйства РК и в настоящее время поданы документы на аккредитацию в Министерство Энергетики РК (МЭ). В течении 2018 года совместно с ПРООН и МЭ участвовали в проекте

«Постепенное сокращение ГХФУ через продвижение энергоэффективных технологий с нулевым содержанием ОРВ и низким потенциалом глобального потепления» по разработке мероприятий по выводу из оборота озоноразрушающего фреона R 22 и учету парниковых газов. В конце 2018 года были разработаны мероприятия по выводу из обращения R 22. Поддерживается связь с ЮНИДО-ГЭФ, которая включила КазАХП в работу Координационного комитета (Беларусь, Украина, Казахстан и Армения) по Региональному проекту «Согласованное управление по утилизации озоноразрушающих веществ». Участвует в работе Межгосударственного технического совета стран СНГ (Молдова, Украина, Таджикистан, Туркменистан, Кыргызстан, Казахстан, Россия, Армения, Азербайджан). В настоящее время проводится работа по согласованию проекта о добровольной сертификации всех специалистов холодильной отрасли. КазАХП активно сотрудничает с акиматом Алматы. Используя технические возможности «Danfoss», КазАХП предложила осуществлять цифровизацию и повышение энергоэффективности холодильной отрасли и систем кондиционирования воздуха на объектах Алматы. В результате обследования по программе ПРООН наиболее крупный объект в Казахстане, использующий фреон R22 (более 2 т), находится в природоохранной зоне на высокогорном катке "Медеу" на праве хозяйственного ведения акимата Алматы. КазАХП предложила включить в план мероприятий Акимата замену холодильного оборудования на катке «Медеу» на экологически безопасную систему. Совместно с «Жасыл Даму» (подразделение МЭ) и Комитетом чрезвычайных ситуаций (КЧС) рассматриваются вопросы применения аммиака, как экологически чистого агента, несмотря на проводимую работу КЧС сократить количество аммиачных установок, как опасных объектов. Ведется работа по оценке состояния существующих Правил технической безопасности по работе с аммиачными холодильными машинами для химической отрасли, утвержденных в 2014 году Министерством по Инвестициям и Развитию РК.

В докладе было отмечено, что АТУ находится у истоков проведения «Казахстан- Холод» и ежегодно выпускает сборник научных трудов. В этом году опубликовано более 40 докладов. Также было проинформировано, что с этого года в АТУ начнется прием студентов по программе «Холодильные машины и системы кондиционирования воздуха». Продолжается сотрудничество с Санкт-Петербургским университетом ИТМО по подготовке кадров для холодильной отрасли через бакалавриат, магистратуру, аспирантуру или Центр дополнительного образования Университета ИТМО. Развивается сотрудничество с МГТУ им. Баумана (преподаватель МГТУ на базе АТУ провел курс лекций по предмету «Холодильные машины»). В области науки и образования проводится сотрудничество с Омским Государственным техническим университетом, Национальным университетом кораблестроения имени адмирала Макарова, с Одесской национальной академией пищевых технологий (ведется совместное руководство наших докторантов PhD). В АТУ ведется проект по программе грантового финансирования Министерства образования и науки по теме: «Исследование и разработка научно-инженерных

основ для применения радиационного охлаждения в системах холодоснабжения и кондиционирования воздуха». Совместно с Национальным ядерным центром г. Курчатов и Государственным университетом им. Шакарима г. Семей проведена первая защита докторской диссертации PhD по направлению «Техническая физика» (в диссертационном совете имеется направление «Техника и физика низких температур»), куда планируется направлять свои кадры на защиту диссертаций PhD. По профессиональной подготовке в Школе холода автоматики и электроники «Тениз» постоянно проходят профессиональное обучение и сертификация специалистов. КазАХП выдаёт Сертификаты по работе с озоноразрушающимися веществами для получения Лицензии МЭ для работы с R22. Проведено открытие учебного центра «Danfoss». С 2018 года Многопрофильный колледж член КазАХП начал подготовку студентов по программе «Холодильные установки». В этом году на базе колледжа прошел республиканский этап конкурса профессионального мастерства WOLDSKILLS по компетенции «Холодильная техника и системы кондиционирования воздуха». Представитель КазАХП, студент многопрофильного колледжа занял 1 место. В 2018 г. организовано сотрудничество с профессиональными государственными Школами холода в Линдау (Германия) и в Берне (Швейцария). Проведен обмен опытом в методической и практической работах.

Главой нашего государства 2019 год определён, как «Год молодёжи». На проведенной Панельной дискуссии каждый молодой специалист смог задать интересующий вопрос и получить на него исчерпывающий ответ ученого, квалифицированного специалиста из Казахстана или зарубежного гостя. Дружественная дискуссия, обмен опытом и знаниями создали фундамент для новых Международных проектов – важный результат форума.

Выводы.

Представительством Международной Академии холода и КазАХП проводится работа, направленная на Становление холодильной отрасли Казахстана с участием Международных, Государственных и Общественных организаций. На IX-ой Международной научно-технической конференции «Казахстан-Холод 2019» в присутствии Международных партнеров и представителей ведущих университетов Казахских и зарубежных сделан очередной шаг в развитии образования, науки и холодильного бизнеса каждой из присутствующих компаний и причастных к ним государств: Германии, России, Дании, Беларуси, Австрии, Финляндии, Кыргызстана, Украины, Италии, Швейцарии, Узбекистана и, конечно, Казахстана.

Таким образом, IX-ая Международная научно-техническая конференция «Казахстан – Холод 2019» содействовала развитию холодильной индустрии в Казахстане и в мире в целом.

Профессор
Алматинского технологического университета
канд. тех. наук, доцент
Цой А. П.

EXPERIMENTAL DAIRY COOLING UNIT WITH RADIATION COOLING

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МОЛОКООХЛАДИТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА С РАДИАЦИОННЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

<p>Tsoy A.P.^{1a}, Cand. Tech. Sc., associate professor Alimkeshova A.H.^{1c} Titlov A.S.^{2b}, Doct. Tech. Sc., professor</p>	<p>Цой А.П.^{1a}, к.т.н., доцент Алимкешова А.Х.^{1c} Титлов А.С.^{2b}, д.т.н., профессор</p>
<p>1 – Almaty Technological University, Republic of Kazakhstan, 050012, Almaty, Tole Bi, 100 2 – Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine, 65039, Odessa, Kanatnaya, 112</p>	<p>1 – Алматинский Технологический Университет, Республика Казахстан, 050012, Алматы, Толе би, 100 2 – Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, 65039, Одесса, Канатная, 112</p>
<p>E-mail: a –teniz@bk.ru, b –titlov1959@gmail.com, c –asylym_menim@mail.ru</p>	

Abstract

A description of an experimental milk cooling unit with radiation cooling is provided. The technique of the experiment is described. Characteristics of all the individual parts of the experimental setup: cold battery, pumps, radiator, coolant tank, physical properties of water and coolant with a low freezing point.

Аннотация

Предоставляется описание экспериментальной молокоохладительной установки с радиационным охлаждением. Описывается методика проведения эксперимента. Характеристики всех отдельных частей экспериментальной установки: аккумулятора холода, насосов, радиатора, бака охладителя, физические свойства воды и теплоносителя с низкой температурой замерзания.

Введение

В настоящее время применяются молокоохладительные установки с использованием естественного холода. Одним из источников естественного холода является радиационное охлаждение [1-5]. Системы охлаждения молока с использованием радиационного охлаждения позволяют уменьшить затраты на электроэнергию, сохранить высокое качество молока, эффективно использовать потенциал космического холода.

Для исследования молокоохладительных установок с использованием радиационного охлаждения разработана экспериментальная установка. Принципиальная схема экспериментальной молокоохладительной установки представлена на рисунке 1. Установка состоит из: радиатора - Р, аккумулятора холода - АХ и бакамолокоохладителя-БМ, насосов для теплоносителя (хладоносителя) Н1 и для воды Н2.

Для замера температуры установлены термодатчики Т1...Т7: для измерения воды Т1 в аккумуляторе холода АХ; для теплоносителя (хладоносителя) при входе Т2, при выходе Т3; для поверхности радиатора Т4; для молока Т5; для воды в рубашке Т6; для наружного воздуха Т7 (измеряет не только температуру но и влажность воздуха).

Насосы работают через блок управления, электрическая энергия подается 3...12В.

Охлаждающая установка оборудована контроллером АСУНРО-1.К, позволяющим записывать данные с датчиков температуры.

Методика проведения эксперимента

Установка работает в ночное время, в интервале между закатом и рассветом, контроллер холодильной установки включает насос Н1. Теплоноситель из радиатора Рс помощью насоса Н1 через теплообменник в аккумуляторе холода АХ возвращается в радиатор Р, где происходит его охлаждение. Охлажденная вода с аккумулятора холода АХ подается через насос Н2 в рубашку бака охладителя. После процесса охлаждения молоко возвращается в аккумулятор холода АХ.

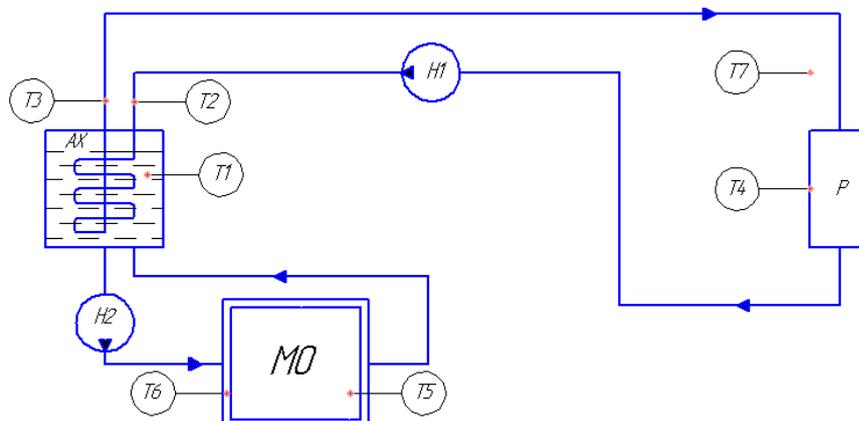


Рисунок 1 – Гидравлическая схема молокоохладительной установки:

Н1 – насос для теплоносителя (хладоносителя); Н2 – насос для воды; Р – радиатор; АХ – аккумулятор холода; БМ – бак молокоохладитель; Т1...Т7 – датчики температуры.

Контроллер в автоматическом режиме осуществляет запись параметров температуры в различных точках охлаждающей системы, параметры атмосферного воздуха (температуру и относительную влажность), а также регистрирует аварийные ситуации. Место размещения установки: Республика Казахстан, город Алматы, Алматинский технологический университет (АТУ), улица Фурката, 348/4, лабораторная аудитория 103.

Характеристики использованного аккумулятора холода представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Характеристики аккумулятора холода

№	Параметр	Ед. изм.	Значение
1	Конструкция	–	Пластиковая бочка
2	Внутренний объем	л	60
3	Габаритные размеры	мм	65x36
4	Материал теплоизоляции	–	Минеральная вата
5	Толщина теплоизоляции	мм	15
6	Внутренний диаметр	мм	36

Для циркуляции теплоносителя (хладоносителя) и воды использовались насосы одной модели ZC-A40 (Таблица 2).

Таблица 2 – Характеристика циркуляционного насоса

№	Параметр	Ед. изм.	Насос ZC-A40
1	Назначение	–	Циркуляционный
2	Тип	–	Центробежный
3	Номинальное напряжение	В	DC 12

4	Вид насоса		Водонепроницаемый, класс - IP68
5	Вес	грамм	220
6	Напряжение	В	DC 5-12
7	Рабочий ток	мА	1050
8	Диаметр входной трубы	мм	13,5
9	Диаметр выходной трубы	мм	11
10	Шум	дБ	40 д Б или меньше
11	Расход	л / ч	550
12	Переносимая температура	°С	0...65

Характеристики радиатора представлены в таблице 3.

Таблица 3 – Характеристики радиатора

№	Параметр	Ед. изм.	Значение
1	Площадь излучающей поверхности	м ²	1
2	Конструкция	–	Из медных труб с припаянным алюминиевым листом
3	Покрытие излучающей поверхности	–	Белая краска «Радиаторная»
4	Габаритные размеры (длинах ширина)	мм	100 x 80
5	Количество труб		11
6	Длина трубы	мм	1200

Во всех экспериментах радиатор был размещен в одном и том же месте. Его положение не изменялось (см. таблицу 4).

Таблица 4 – Размещение радиатора

№	Параметр	Ед. изм.	Значение
1	Место размещения	–	под окном
2	Высота над уровнем земли	м	1
3	Ориентация излучающей поверхности	–	Обращен на север
4	Угол наклона излучающей поверхности	°	15

В систему был заправлен теплоноситель (хладоноситель) со свойствами, представленными в таблице 5.

Таблица 5 – Свойства теплоносителя

№	Параметр	Ед. изм.	Значение
1	Вещество	–	Антифриз «Z-Cool»
2	Масса в системе	л	4±0,5
3	Плотность при +20°С и 0°С	кг/м ³	1055 и 1063
4	Теплоемкость при +20°С и 0°С	кДж/(кг·К)	3,62 и 3,56
5	Рабочий диапазон температур	°С	с -31 до +112
6	Температура замерзания	°С	-20
7	Температура кипения	°С	108
8	Объемная доля в смеси (этиленгликоля)	%	34
9	Теплопроводность при +20°С и 0°С	Вт/м·К	0,470 и 0,466

В аккумулятор холода была залита вода с физическими свойствами, представленными в таблице 6.

Таблица 6 – Свойства воды

№	Параметр	Ед. изм.	Значение
1	Вещество	–	Вода
2	Масса в системе	л	50±0,5
3	Плотность при +20°C и 0°C	кг/м ³	998 и 1000
4	Теплоемкость при +20°C и 0°C	кДж/(кг·К)	4,182 и 4,217
5	Энтропия при +20°C и 0°C	кДж/(кг·К)	0,296 и 0
6	Энтальпия при +20°C и 0°C	кДж/(кг·К)	83,8 и 0

В данном случае сбор экспериментальных данных с датчиков и управление насосом были полностью автоматизированы при помощи контроллера модели АСУНРО-1.К с управляющими программами версий 0,85; 0,86 и 0,87.

Информация об использованных датчиках представлена в таблице 7.

Таблица 7 – Характеристика использованных датчиков

№	Модель	Измеряемый параметр	Способ размещения	Обозначение на рисунке 1
1	DS18B20	Температура воздуха в подсобке в 20 см от потолка	Обдувается потоком воздуха	не показан
2	DS18B20	Температура теплоносителя на выходе из насоса	в медной гильзе, омываемой потоком теплоносителя. Для улучшения контакта с гильзой	T3
3	DS18B20	Температура теплоносителя на выходе из радиатора	покрыты термопастой КПТ-8	T1
4	DS18B20	Температура излучающей поверхности радиатора в точке равноудаленной от двух соседних трубопроводов для теплоносителя	Приложены к пластине и сверху закрыты слоем вспененного полиэтилена толщиной 5 мм	T2
5				T4
6	DS18B20	Температура теплоносителя	Погружены в теплоноситель в геометрическом центре	T5
7		аккумуляторе холода	аккумулятора холода	T6
8	DHT21	Температура и влажность атмосферного воздуха	На наружной стене здания на высоте 2 м над уровнем земли. Помещен в пластиковый перфорированный корпус, чем защищен от влияния дождя и ветра	не показан

Бак молокоохладитель состоит из внутренней и наружной цилиндрической емкости. Между ними в верхней части установлена перфорированная труба диаметром 10 мм, по которой распределяется вода и стекает по наружной стенке внутреннего бака. Бак изготовлен из пищевого алюминия, что позволяет применять его для изготовления молокоохлаждающей системы. Его характеристики показаны в таблице 8.

Таблица 8 – Характеристика бака молокоохладителя

№	Параметр	Ед. изм.	Бак	
			внутренний цилиндрический	наружный цилиндрический
1	Конструкция	–		
2	Масса максимального заполнения	л	8	16
3	Диаметр	мм	267	340
4	Высота	мм	160	175
5	Материал	-	аллюминиевая	аллюминиевая
6	Толщина материала	мм	1	1
7	Теплопроводность алюминия	Вт/(м·град).	236	236
7	Фактическая масса в системе	л	5	-
8	Зазор между баками в нижней части	мм		15
9	Диаметр трубы, расположенной между баками	мм		15
10	Пространство между баками	мм		73

Охлажденная вода за ночь из аккумулятора холода подается насосом в перфорированный трубопровод и растекается по наружной стенке внутреннего бака, в котором находится молоко (рисунок 3).

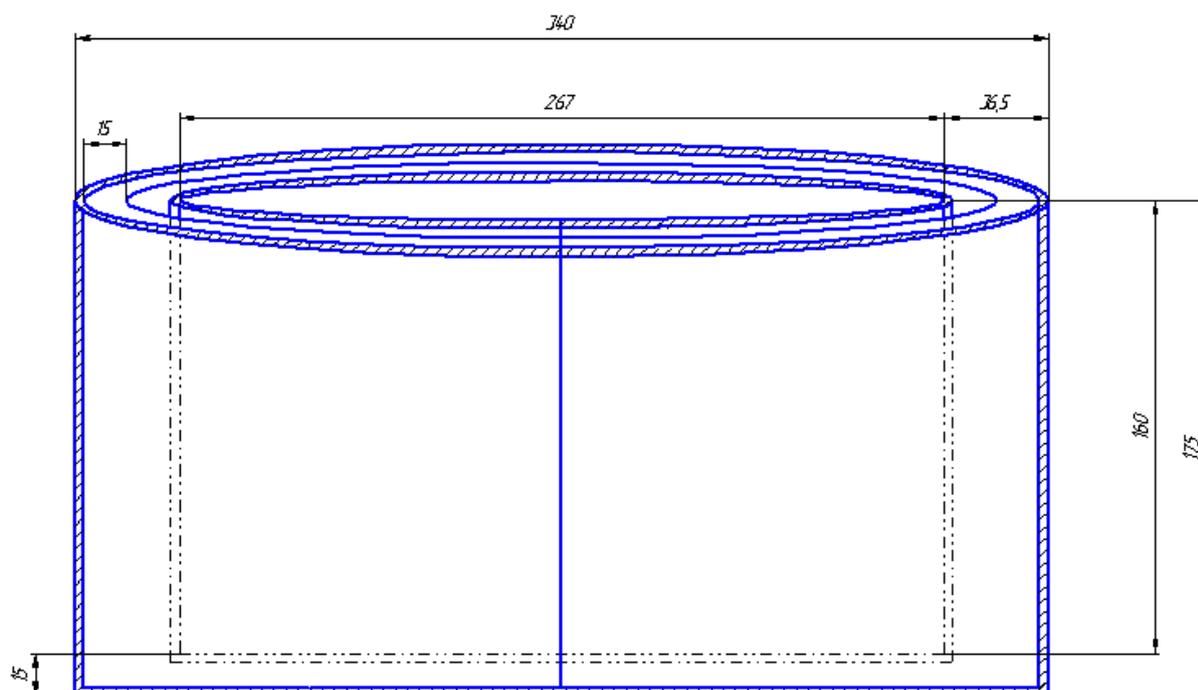


Рисунок 3 –Бак молокоохладитель (вид спереди)

Зазор между внутренним баком и внешней рубашкой имеется по всей наружной цилиндрической поверхности и между дном. Бак не имеет мешалки, поэтому был проведен расчет $Bi(Би)$, как для цилиндрического твердого тела, для определения температур на крышке высверлены отверстия для термодатчиков от края до центра.

По проведенному экспериментальному и расчетно-теоретическому анализу выявлено изменение температуры в баке с молоком.

Список литературы

1. Hamza, H. Ali. Cooling of water flowing through a night sky radiator / H. Ali Hamza, I. M. S. Taha, I. M. Ismail. // Solar energy. – 1995. – Vol. 55. – №4. – P. 235-253.
2. Dobson, R. T. Thermal modelling of a night sky radiation cooling system // Journal of Energy in Southern Africa. – 2005. – Vol. 16, № 2. – P. 20-31.
3. Tevar, J. A. Ferrer. Modelling and experimental analysis of three radio convective panels for night cooling / J. A. Ferrer Tevar, S. Castano, A. Garrido Maríjuan, M. R. Heras, J. Pistono // Energy and Buildings. – 2015. №107. – P. 37–48.
4. Цой, А. П. Влияние климата на работу холодильной системы, использующей эффективное излучение в космическое пространство / А. П. Цой, А. С. Грановский, Д. А. Цой, А. В. Бараненко // Наука: техника и технологии. Холодильная техника. – Санкт-Петербург, 2015. – №12. – С. 43-46.
5. Цой, А. П. Обзор проведенных экспериментальных исследований эффективного излучения холодильной системы в космическое пространство / А. П. Цой, А. С. Грановский, Ю. И. Мачуев, А. С. Филатов // Вестник Международной академии холода. – 2015. – №3. – С. 28-33.

УДК 6 81.11.031.12:519.673

DETERMINATION OF THE VALUE OF DISSIPATION IN THE FLOW OF NON-NEWTONIAN LIQUIDS IN THE CHANNELS OF REFRIGERATING AND CLIMATIC SYSTEMS

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ДИССИПАЦИИ ПРИ ТЕЧЕНИИ НЕНЬЮТОНОВСКИХ ЖИДКОСТЕЙ В КАНАЛАХ ХОЛОДИЛЬНЫХ И КЛИМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

<p>Beletskiy E.V. ^{1a}, Doct. Tech. Sc., professor Petrenko O. V. ^{2b}, Cand. Tech. Sc., associate professor</p>	<p>Белецкий Э.В. ^{1a}, док. тех. наук, профессор Петренко Е.В. ^{2b}, канд. тех. наук, доцент</p>
<p>1 – Kharkiv Trade and Economics Institute Kyiv National Trade and Economic University, Ukraine, 61045, Kharkiv, side-str. O.Yarosha, 8 2 – Kharkiv State University of Food Technology and Trade, Ukraine, 61045, Kharkiv, str. Klochkovskaya, 333</p>	<p>1 – Харьковский торгово-экономический институт Киевского национального торгово- экономического университета, Украина, 61045, Харьков, переулок Отакара Яроша, 8 2 – Харьковский государственный университет питания и торговли, Украина, 61045, Харьков, ул. Клочковская, 333</p>
<p>E-mail: a – bileckyj@meta.ua; b – elenalion71@gmail.com</p>	

Abstract

A method is proposed for determining the specific energy of dissipation during the flow of coolants, whose viscosity depends on the shear rate according to a power law, in pipelines and channels of cold supply systems of the refrigeration and climate industry. The obtained expressions can be used to determine the magnitude of specific dissipation, based on the calculation of the transverse and longitudinal flow velocities in areas that are located between the boundaries of the solid core and the channel. This will make it possible to carry out the design of refrigeration and climate systems in the direction of reducing energy and material consumption.

Аннотация

Предложена методика определения удельной энергии диссипации при течении хладоносителей, вязкость которых зависит от скорости сдвига по степенному закону, в трубопроводах и каналах систем холодоснабжения холодильной и климатической индустрии. Полученные выражения могут быть использованы для определения величины удельной диссипации, на основании вычисления поперечных и продольных скоростей течения на участках, которые находятся между границами твердого ядра и канала. Это даст возможность осуществлять в новом качестве проектирование холодильных и климатических систем в направлении снижения энергозатрат и материалоемкости.

Современные холодильные и климатические системы представляют собой сложные комплексы, объединяющие в себе охлаждающие устройства (испарители, теплообменники без фазовых превращений), насосное отделение в схемах с промежуточным хладоносителем, компрессорное оборудование, конденсаторы, вспомогательное оборудование и аппараты, а также систему трубопроводов с регулирующей и запорной арматурой, соединяющую отдельные элементы системы. Это достаточно сложные системы с несколькими температурами кипения, различного схемного исполнения (непосредственного охлаждения и с промежуточным хладоносителем) [1]. Все трубопроводы имеют преимущественно цилиндрическую или призматическую форму каналов, поэтому в большинстве случаев движение жидкостей в них равномерное. Всякий сложный трубопровод можно рассматривать как совокупность каналов простых трубопроводов, соединенных между собой последовательно, параллельно или смешанным путем [2].

Известно, что при движении в каналах неньютоновская жидкость теряет часть энергии, которая переходит в диссипативное тепло [3, 4]. Определение величины диссипации позволит подобрать разнообразное оборудование холодильных и климатических систем с оптимальным запасом мощности, что приведет к снижению себестоимости производимой продукции.

Авторами в данной работе предложена методика определения энергии диссипации при течении неньютоновских жидкостей в каналах различной формы.

Рассмотрим прямой и плоский канал. Разбиение сечений указанных каналов на участки с различными выражениями для скорости течения представлены на рис., элементы разбиения обозначим через S_y^\pm , S_x^\pm

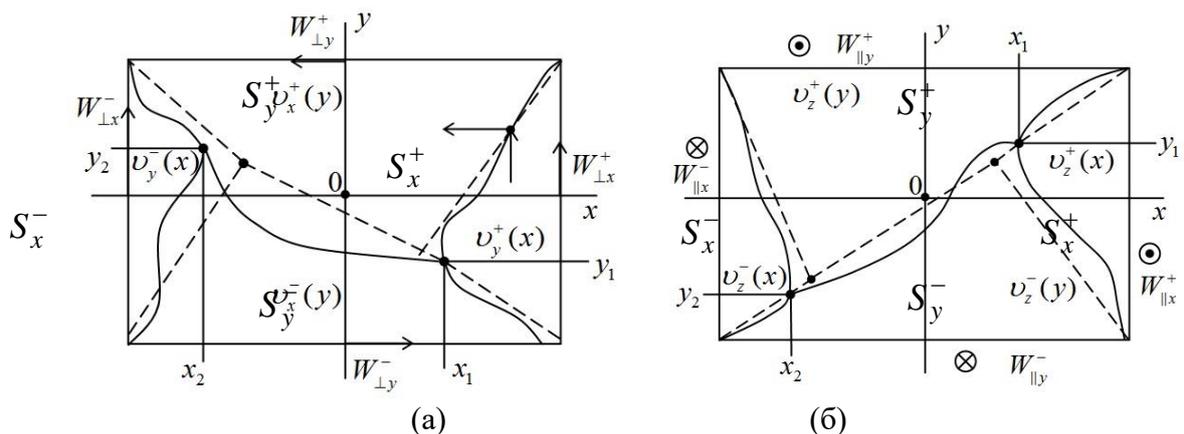


Рисунок – Разбивка и линеаризация прямоугольного канала:
а – для поперечного течения, б – для продольного течения

В целях сокращения записей различные виды течений, соотнесенные с отвечающими им подобластями разбиений, следует записать в таком виде.

Для плоского продольного течения в S^\pm

$$v_z^\pm = a_z^\pm \xi_y^2 + b_z^\pm \xi_y + c_z^\pm; \quad \xi_y = \frac{y}{h}; \quad \xi_x = \frac{x}{a} \quad (1)$$

где v_z^\pm – компонента скорости по координате z ;
 $a_z^\pm, c_z^\pm, b_z^\pm$ – границы подобластей разбиения канала;
 h, a – стороны канала.

Для плоского продольно-поперечного течения в S^\pm

$$v_{zy}^\pm = a_{zy}^\pm \xi_y^2 + b_{zy}^\pm \xi_y + c_{zy}^\pm; \quad v_z^\pm = a_z^\pm \xi_y^2 + b_z^\pm \xi_y + c_z^\pm. \quad (2)$$

Для прямоугольного продольного течения в S_y^\pm и S_x^\pm

$$v_z^\pm = a_{zx}^\pm \xi_x^2 + b_{zx}^\pm \xi_x + c_{zx}^\pm; \quad v_z^\pm = a_{zy}^\pm \xi_y^2 + b_{zy}^\pm \xi_y + c_{zy}^\pm. \quad (3)$$

Для продольной составляющей прямоугольного течения в S_y^\pm и S_x^\pm

$$v_z^\pm = a_{zx}^\pm \xi_x^2 + b_{zx}^\pm \xi_x + c_{zx}^\pm; \quad v_x^\pm = a_{xx}^\pm \xi_x^2 + b_{xx}^\pm \xi_x + c_{xx}^\pm. \quad (4)$$

Для поперечной составляющей прямоугольного течения в S_y^\pm и S_x^\pm

$$v_y^\pm = a_{yy}^\pm \xi_y^2 + b_{yy}^\pm \xi_y + c_{yy}^\pm \quad (5)$$

Используя вышеприведенные формулы, рассмотрим определение энергии диссипации для плоского продольного течения неньютоновской жидкости в каналах холодильных и климатических систем.

В плоском продольном течении диссипацию порождает только одно слагаемое $(\partial v_y / \partial y)^2$. Величина диссипации, приходящаяся на сечение плоского канала, равна:

$$\dot{E} \equiv \iint \left(\frac{\partial v_z}{\partial y} \right)^2 ds = \iint \left(\frac{\partial v_z^+}{\partial y} \right)^2 ds_y^+ + \iint \left(\frac{\partial v_z^-}{\partial y} \right)^2 ds_y^- \quad (6)$$

Подставляя выражения для $v_z^\pm(y)$ из формул для v_z^\pm , можно прийти к таким интегралам:

$$\frac{\dot{E}}{\mu} = \frac{1}{h} \int_{-1}^{\gamma^-} d\xi_y (2a_z^- \xi_y + b_z^-)^2 + \frac{1}{h} \int_{\gamma^+}^1 d\xi_y (2a_z^+ \xi_y + b_z^+)^2. \quad (7)$$

Окончательный результат для величины \dot{E}/μ выглядит следующим образом:

$$\frac{\dot{E}}{\mu} = \frac{1}{h} \left\{ \left[\frac{4}{3} (a_z^+)^2 (1-\gamma^+)^3 - \frac{4}{3} (a_z^-)^2 (1+\gamma^-)^3 \right] + \left[2a_z^+ b_z^+ (1-\gamma^+)^2 + 2a_z^- b_z^- (1+\gamma^-)^2 \right] + \left[(b_z^+)^2 (1-\gamma^+) - (b_z^-)^2 (1+\gamma^-) \right] \right\} \quad (8)$$

Рассмотрим определение энергии диссипации для плоского продольно-поперечного течения неньютоновской жидкости в каналах холодильных и климатических систем.

В этом случае возникает два слагаемых: $(\partial v_z^\pm / \partial y)^2$ и $(\partial v_y^\pm / \partial y)^2$. Они вычисляются также, как и для плоского продольного течения. Конечный результат выглядит следующим образом:

$$\frac{\dot{E}}{\mu} = \frac{\dot{E}_z}{\mu} + \frac{\dot{E}_x}{\mu}; \quad (9)$$

$$\frac{\dot{E}_z}{\mu} = \frac{1}{h} \left\{ \left[\frac{4}{3} (a_z^+)^2 (1 - \gamma_y^+)^3 - \frac{4}{3} (a_z^-)^2 (1 + \gamma_y^-)^3 \right] + \left[2a_z^+ b_z^+ (1 - \gamma_y^+)^2 + 2a_z^- b_z^- (1 + \gamma_y^-)^2 \right] + \left[(b_z^+)^2 (1 - \gamma_y^+) - (b_z^-)^2 (1 + \gamma_y^-) \right] \right\} \quad (10)$$

$$\frac{\dot{E}_y}{\mu} = \frac{1}{h} \left\{ \left[\frac{4}{3} (a_x^+)^2 (1 - \gamma_{yx}^+)^3 - \frac{4}{3} (a_x^-)^2 (1 + \gamma_{yx}^-)^3 \right] + \left[2a_x^+ b_x^+ (1 - \gamma_{yx}^+)^2 + 2a_x^- b_x^- (1 + \gamma_{yx}^-)^2 \right] + \left[(b_x^+)^2 (1 - \gamma_{yx}^+) - (b_x^-)^2 (1 + \gamma_{yx}^-) \right] \right\} \quad (11)$$

Рассмотрим определение энергии диссипации для прямоугольного продольного течения неньютоновской жидкости в каналах холодильных и климатических систем. В этом случае величина диссипации представляет собой сумму четырех слагаемых следующего вида:

$$\frac{\dot{E}}{\mu} = \iint ds_y^+ \left(\frac{\partial v_z^+}{\partial y} \right)^2 + \iint ds_x^+ \left(\frac{\partial v_z^+}{\partial x} \right)^2 + \iint ds_y^- \left(\frac{\partial v_z^-}{\partial y} \right)^2 + \iint ds_x^- \left(\frac{\partial v_z^-}{\partial x} \right)^2. \quad (12)$$

Величины производных записываются таким образом, для прямоугольных интегралов от участков каждой подобласти

$$\iint \left(\frac{\partial v_z^+}{\partial y} \right)^2 d\xi_y = \left[\frac{4}{3} (a_{zy}^+)^2 (1 - \gamma_y^+)^3 + 2a_{zy}^+ b_{zy}^+ (1 - \gamma_y^+) + (b_{zy}^+)^2 (1 - \gamma_y^+) \right] \frac{1}{h^2}; \text{ в плоскости } S_y^+ \quad (13)$$

$$\iint \left(\frac{\partial v_z^-}{\partial y} \right)^2 d\xi_y = \left[-\frac{4}{3} (a_{zy}^-)^2 (1 + \gamma_y^-)^3 + 2a_{zy}^- b_{zy}^- (1 + \gamma_y^-) - (b_{zy}^-)^2 (1 + \gamma_y^-) \right] \frac{1}{h^2}; \text{ в плоскости } S_y^- \quad (14)$$

$$\iint \left(\frac{\partial v_z^+}{\partial x} \right)^2 d\xi_x = \left[\frac{4}{3} (a_{zx}^+)^2 (1 - \gamma_x^+)^3 + 2a_{zx}^+ b_{zx}^+ (1 - \gamma_x^+) + (b_{zx}^+)^2 (1 - \gamma_x^+) \right] \frac{1}{a^2}; \text{ в плоскости } S_x^+ \quad (15)$$

$$\iint \left(\frac{\partial v_z^-}{\partial x} \right)^2 d\xi_x = \left[-\frac{4}{3} (a_{zx}^-)^2 (1 + \gamma_x^-)^3 + 2a_{zx}^- b_{zx}^- (1 + \gamma_x^-) - (b_{zx}^-)^2 (1 + \gamma_x^-) \right] \frac{1}{a^2}; \text{ в плоскости } S_x^- \quad (16)$$

Каждое из этих выражений нужно проинтегрировать по соответствующей подобласти S_y^\pm , S_x^\pm . Каждая из подобластей состоит из двух криволинейных треугольников и одного прямоугольника. Криволинейные треугольники имеют свою «криволинейную» гипотенузу, т.е. линию, разделяющую соседние подобласти. Следовательно, каждый из интегралов можно выразить в виде суммы трех интегралов такого вида:

$$\iint ds_y^+ \left(\frac{\partial v_z^+}{\partial y} \right)^2 = h^2 \int_{\gamma_y^+}^1 d\xi_y \left(\frac{\partial v_z^+}{\partial \xi_y} \right)^2 \times (\gamma_x^+ - \gamma_x^-) + ah \int_{-1^+}^{\theta^+(\xi_x)} d\xi_y \int_{-1}^{\gamma_x^+} d\xi_x \left(\frac{\partial v_z^+}{\partial \xi_y} \right)^2 + ah \int_{\varepsilon^+(\xi_x)}^1 d\xi_y \int_{\gamma_x^+}^1 d\xi_x \left(\frac{\partial v_z^+}{\partial \xi_y} \right)^2 \quad (17)$$

$$\iint ds_y^- \left(\frac{\partial v_z^-}{\partial y} \right)^2 = h^2 \int_{-1}^{\gamma_y^-} d\xi_y \left(\frac{\partial v_z^-}{\partial \xi_y} \right)^2 \times (\gamma_x^+ - \gamma_x^-) + ah \int_{-1}^{\varepsilon^-(\xi_x)} d\xi_y \int_{\gamma_x^+}^1 d\xi_x \left(\frac{\partial v_z^-}{\partial \xi_y} \right)^2 + ah \int_{-1}^{\theta(\xi_x)} d\xi_y \int_{-1}^{\gamma_x^-} d\xi_x \left(\frac{\partial v_z^-}{\partial \xi_y} \right)^2 \quad (18)$$

$$\iint ds_x^+ \left(\frac{\partial v_z^+}{\partial x} \right)^2 = a^2 \int_{-1}^{\gamma_x^-} d\xi_x \left(\frac{\partial v_z^+}{\partial \xi_x} \right)^2 \times (\gamma_y^+ - \gamma_y^-) + ah \int_{-1}^{[\theta^+]^{-1}(\xi_x)} d\xi_x \int_{\gamma_y^+}^{\gamma_y^-} d\xi_y \left(\frac{\partial v_z^+}{\partial \xi_x} \right)^2 + ah \int_{[\theta^+]^{-1}(\xi_x)}^{-1} d\xi_x \int_{(\xi_y)\gamma_y^+}^1 d\xi_y \left(\frac{\partial v_z^+}{\partial \xi_x} \right)^2 \quad (19)$$

$$\iint ds_x^- \left(\frac{\partial v_z^-}{\partial x} \right)^2 = a^2 \int_{-1}^{\gamma_x^-} d\xi_x \left(\frac{\partial v_z^-}{\partial \xi_x} \right)^2 \times (\gamma_y^+ - \gamma_y^-) + ah \int_{[\varepsilon^-]^{-1}(\xi_x)}^1 d\xi_x \int_{(\xi_y)^{-1}}^{\gamma_y^-} d\xi_y \left(\frac{\partial v_z^-}{\partial \xi_x} \right)^2 + ah \int_{-1}^{[\theta^-]^{-1}(\xi_x)} d\xi_x \int_{-1}^{(\xi_y)\gamma_y^-} d\xi_y \left(\frac{\partial v_z^-}{\partial \xi_x} \right)^2 \quad (20)$$

$$\left(\frac{\partial v_z^\pm}{\partial \xi_y} \right) = (2a_{zy}^\pm \xi_y + b_{zy}^\pm)^2; \quad \left(\frac{\partial v_z^\pm}{\partial \xi_x} \right) = (2a_{zx}^\pm \xi_x + b_{zx}^\pm)^2. \quad (21)$$

В этих формулах $\theta^\pm(\xi_y)$, $\varepsilon^\pm(\xi_y)$ – выражения для разделительных линий между подобластями разбиения прямоугольника сечения канала; $[\theta^\pm]^{-1}$, $[\varepsilon^\pm]^{-1}$ – обратные функции к θ^\pm и ε^\pm .

Предложенная методика позволяет вычислять энергию диссипативного тепловыделения при расчете оптимальных параметров холодильных и климатических систем, что приводит к новому качеству проектирования в направлении снижения удельных энергозатрат и материалоемкости.

Такой же алгоритм возможно использовать для вычисления энергии диссипации обобщенно-сдвиговой жидкости. Разбиение прямоугольника сечения прямого канала и вычисление интегралов от производных скорости являются обязательными этапами данных вычислений. Но, если для неньютоновской жидкости вклад в диссипацию вносит только часть поперечного сечения канала, лежащая вне твердого ядра, то обобщенно-сдвиговая жидкость обладает текучестью во всем сечении канала. Если при выполнении интегрирований от производных скорости течения для неньютоновской жидкости возникают кубические полиномы, а само интегрирование выполняется без труда, то при интегрировании производных скорости обобщенно-степенной жидкости требуется выполнить определенные преобразования. Данная методика будет рассмотрена в следующих работах.

Список литературы

1. Галкин, М. Л. Обзор опыта эксплуатации промежуточных хладоносителей. Повышение эксплуатационной безопасности и надежности систем хладоснабжения с промежуточным хладоносителем / М. Л. Галкин // Холодильные системы и пищевые технологии – эффективное взаимодействие : 4-й техн. семинар тез. докл. – СПб., 2012. – С. 58–66.
2. Гиргидов, А. Д. Механика жидкости и газа / А. Д. Гиргидов. – СПб.: Издательство Санкт-Петербургского политехнического университета, 2007. – 545 с.
3. Фройштетер, Г. Б. Влияние диссипации энергии движения на теплообмен при ламинарном течении неньютоновских жидкостей в круглых трубах / Г. Б. Фройштетер, Э. Л. Смородинский. – М. : Высшая школа, 1970, т.18. – № 1. – С. 68-74.
4. Кирсанов, Е. А. Неньютоновское течение дисперсных, полимерных и жидкокристаллических систем: структурный подход / Е. А. Кирсанов, В. Н. Матвеев. – Москва: Техносфера, 2016. – 383с.

METHOD OF MANAGING THE PROCESS OF EXHAUSTING MOISTURE FROM SAFLOROUS OIL PHOSPHOLIPID EMULSION

СПОСОБ УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ ВЫПАРИВАНИЯ ВЛАГИ ИЗ ФОСФОЛИПИДНОЙ ЭМУЛЬСИИ САФЛОРОВОГО МАСЛА

<p>Altayuly S.^{1a}, Doct. Tech. Sc., professor Shakhov S.V.^{2b}, Doct. Tech. Sc., professor Glotova I.A.^{3c}, Doct. Tech. Sc., professor</p>	<p>Алтайулы С.^{1a}, докт. тех. наук, профессор Шахов С.В.^{2b}, докт. тех. наук, профессор Глотова И.А.^{3c}, докт. тех. наук, профессор</p>
<p>1 – S. Seifullin Kazakh AgroTechnical university», Republic of Kazakhstan, 010011, Astana, Zhenis avenue, 62 2 – FSBEI HE «Voronezh State University of Engineering Technologies», Russia, 394036, Voronezh, Revolution Avenue, 19 3 – FSBEI HE «Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Grate», Russia, 394087, Voronezh, Michurina str.</p>	<p>1 – АО «Казахский агротехнический университет имени С. Сейфуллина», Республика Казахстан, 010011, г. Астана, просп. Победы, 62 2 – ФГБОУ ВО «Воронежский государственный университет инженерных технологий», Россия, 394036, Воронеж, просп. революции, 19 3 – ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», Россия, 394087, Воронеж, ул. Мичурина, 1</p>
<p>E-mail: a – sagimbek@mail.ru; b – s_shahov@mail.ru; c – glotova-irina@yandex.ru</p>	

Abstract

The key stage in the production of phospholipid concentrates is the removal of moisture from the phospholipid emulsion. A method has been developed to control the process of removing moisture by evaporation of phospholipid emulsion of safflower oil in a rotary film machine, which is realized in a condenser of a refrigeration machine by changing the heat of condensation of a refrigerant in a condenser by recuperative heat exchange between the refrigerant and heating water by affecting the drive power of the refrigeration compressor. The problem of improving the accuracy of managing this process has been solved, which allows to increase its energy efficiency and the quality of phospholipid concentrates of safflower oil.

Аннотация

Ключевой стадией при производстве фосфолипидных концентратов является удаление влаги из фосфолипидной эмульсии. Разработан способ управления процессом удаления влаги выпариванием из фосфолипидной эмульсии сафлорового масла в ротационно-пленочном аппарате, который реализуется в конденсаторе холодильной машины за счет изменения теплоты конденсации хладагента в конденсаторе путем рекуперативного теплообмена между хладагентом и греющей водой воздействием на мощность привода компрессора холодильной машины. Решена задача повышения точности управления указанным процессом, что позволяет повысить его энергетическую эффективность и качество фосфолипидных концентратов сафлорового масла.

Растительные фосфолипиды представляют собой комплекс индивидуальных групп фосфолипидов, каждая из которых проявляет уникальную физиологическую активность и отли-

чается специфической направленностью функциональных свойств. Согласно директиве ЕС 96/97, лецитином называется «смесь фракций фосфолипидов, полученных физическими методами из животных или растительных пищевых веществ». Эти природные энергосубстраты обладают уникальным биопотенциалом и могут быть использованы для организации коммерческого производства препаратов эссенциальных фосфолипидов и фракционированных лецитинов, востребованных, в свою очередь, для производства функциональных продуктов питания, БАД, а также субстанций фосфолипидов для медицинского применения.

На сегодняшний день ограниченное количество предприятий масложировой отрасли стран Таможенного Союза, помимо основного продукта – растительного масла разной степени очистки, выпускают в качестве товарной продукции фосфатидные концентраты, или лецитины. В России к преимущественно перерабатываемому на эти цели сырью относятся подсолнечник, соя, рапс [1]. В Республике Казахстан альтернативной подсолнечнику масличной культурой является сафлор [2]. При этом предприятия масложировой промышленности располагают значительными объемами побочных продуктов рафинации растительных масел путем гидратации.

Ключевой стадией при производстве фосфолипидных концентратов является удаление влаги из фосфолипидной эмульсии [3]. SWOT-анализ процесса влагоудаления при промышленной реализации известных способов получения фосфатидных концентратов показывает, что «угрозы», или «узкие места», связаны с неэффективным использованием энергозатрат, недостаточно высоким качеством и сопряженной с ним хранимоспособностью получаемой продукции.

Объектом исследования являлся процесс удаления влаги выпариванием из фосфолипидной эмульсии сафлорового масла в ротационно-пленочном аппарате (РПА).

Предметом исследования являлся способ управления процессом удаления влаги выпариванием из фосфолипидной эмульсии сафлорового масла в РПА.

Задачей исследования было повысить точность управления этим процессом и рассмотреть влияние этого фактора на энергетическую эффективность процесса выпаривания влаги и качество фосфолипидных концентратов [4].

Разработан способ управления процессом удаления влаги выпариванием из фосфолипидной эмульсии сафлорового масла в ротационно-пленочном аппарате, который реализуется в конденсаторе холодильной машины за счет изменения теплоты конденсации хладагента в конденсаторе путем рекуперативного теплообмена между хладагентом и греющей воды воздействием на мощность привода компрессора холодильной машины.

Схема, реализующая способ управления процессом удаления влаги выпариванием из фосфолипидной эмульсии сафлорового масла в РПА, представлена на рисунке.

Схема содержит ротационно-пленочный аппарат 1, имеющий греющую рубашку 2 и патрубки 3, 4 соответственно для ввода исходного продукта, вывода готового продукта, расположенные в верхней и нижней частях корпуса, а также патрубок 5 для присоединения к вакуумной системе. Рубашка 2 снабжена патрубками для подвода пара 6 и отвода конденсата 7. Внутри корпуса ротационно-пленочного аппарата 1 размещен с возможностью вращения от электродвигателя 8 цилиндрический перфорированный ротор 9 с жесткозакрепленными лопастями 10. Схема также включает теплообменники 11 и 12, фильтр для разделения парофосфолипидной смеси 13, холодильную машину, состоящую из испарителя 14, компрессора 15, конденсатора 16 и терморегулирующего вентиля 17, сборник конденсата 18, парогенератор 19 с регулятором мощности 20 его электронагревательных элементов, вакуум-насос 21, питательные насосы 22-26, вентили 27-35, линии подачи в непрерывно действующий ротационно-пленочный сушильный аппарат 1 исходной фосфолипидной эмульсии растительных масел 36, удаления готовой фосфолипидной эмульсии 37, подвода в греющую рубашку 2 из парогенератора 19 пара 38, удаления из греющей рубашки 2 конденсата 39, отвода из аппарата 1 парофосфолипидной смеси 40, возврата в линию 36 отделенной в фильтре 13 фосфолипидной фракции 41, отвода из фильтра 13 в испаритель 14 холодильной машины пара 42, рециркуляции теплоносителя для подогрева в линии 36 исходной фосфолипидной эмульсии растительных масел 43, рециркуляции теплоносителя в линии 37 готовой фосфолипидной

эмульсии 44, удаления из испарителя 14 конденсата 45, подачи в парогенератор 19 конденсата 46, подпитки сборника конденсата 18 свежей водой 47, стравливания из парогенератора 19 пара 48.

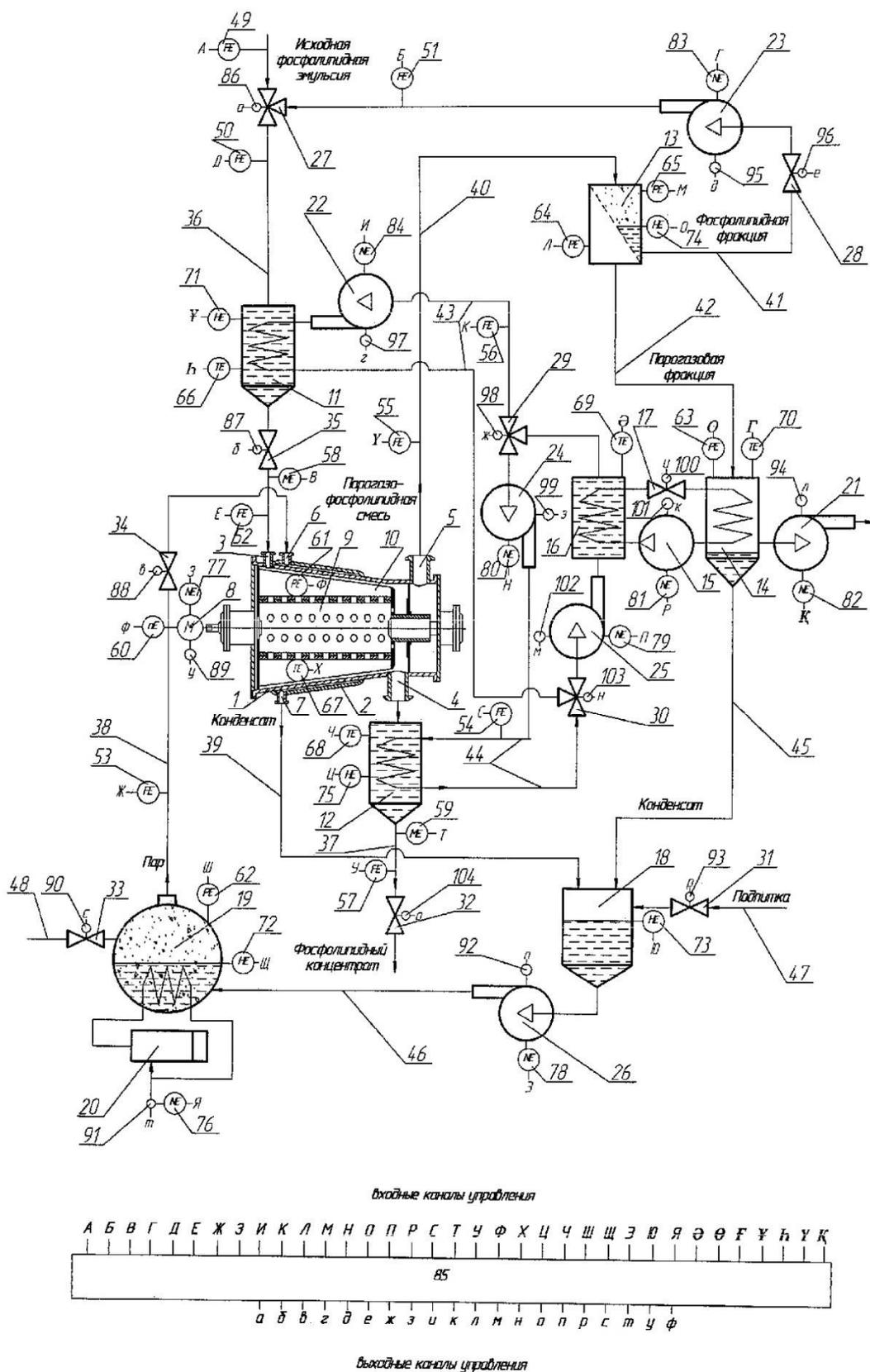


Рисунок 1 – Схема управления процессом выпаривания влаги из фосфолипидной эмульсии; обозначения позиций приведены в тексте

Средствами контроля процесса выпаривания влаги из фосфолипидной эмульсии сафлорового масла являются датчики: расхода 49-57, начальной влажности исходного сырья 58 и влажности фосфолипидного концентрата 59, частоты вращения 60 вала ротора с лопастями в вакуум-выпарном аппарате, давления 61-65, температуры 66-70, уровня жидкости 71-75, мощности электронагревательных элементов парогенератора 76, мощности электроприводов 77-84, микропроцессор 85 (А, Б, В, Г, Д, Е, Ж, З, И, К, Л, М, Н, О, П, Р, С, Т, У, Ф, Х, Ц, Ч, Ш, Щ, Э, Ю, Я, Э, Ф, У, h, Y, K - входные каналы управления, а, б, в, г, д, е, ж, з, и, к, л, м, н, о, п, р, с, т, у - выходные каналы управления), исполнительные механизмы 86-104.

Вторичные приборы, цифроаналоговые (ЦАП) и аналого-цифровые (АЦП) преобразователи на схеме не показаны.

Разработанный способ управления процессом удаления влаги выпариванием из фосфолипидной эмульсии сафлорового масла реализуется в ротационно-пленочном аппарате, обогреваемом через греющую рубашку паром, получаемым в парогенераторе с электронагревательными элементами и снабженным предохранительным клапаном. Образующуюся в ротационно-пленочном аппарате парогазофосфолипидную смесь удаляют из него и разделяют с помощью фильтра на жидкую фосфолипидную фракцию и парогазовую смесь посредством вакуум-насоса с возвратом в режиме замкнутого цикла жидкой фосфолипидной фракции на предварительный подогрев в емкость для подогрева влажной исходной фосфолипидной эмульсии для увеличения ее текучести. При этом обезвоженный фосфолипидный концентрат сафлорового масла отводят из аппарата в виде готового продукта, далее его подогревают в емкости для увеличения его текучести. В разработанном способе управления процессом выпаривания влаги из фосфолипидной эмульсии используют холодильную машину, состоящую из компрессора, конденсатора, испарителя и терморегулирующего вентиля, причем предварительный подогрев влажной исходной фосфолипидной эмульсии и последующий подогрев обезвоженного фосфолипидного концентрата сафлорового масла осуществляют водой, подогреваемой в конденсаторе холодильной машины, а парогазовую смесь после фильтра сначала конденсируют в испарителе холодильной машины с отводом конденсата вместе с конденсатом, образовавшимся в греющей рубашке ротационно-пленочного аппарата, в сборник конденсата, а затем из сборника конденсата посредством насоса высокого давления подают в парогенератор с образованием замкнутого цикла. Измеряют расход влажной исходной фосфолипидной эмульсии и жидкой фосфолипидной фракции в линии возврата, уровень фосфолипидной эмульсии и фосфолипидного концентрата в емкостях подогрева, расход пара, подаваемого в греющую рубашку ротационно-пленочного аппарата, перепад давления на фильтре, температуру и расход греющей воды для нагрева влажной исходной фосфолипидной эмульсии и готового фосфолипидного концентрата, температуру хладагента в конденсаторе и испарителе холодильной машины, давление и уровень конденсата в парогенераторе, причем по температуре и расходу смеси влажной исходной фосфолипидной эмульсии с жидкой фосфолипидной фракцией устанавливают расход и температуру греющей воды, подаваемой в емкости для подогрева влажной исходной фосфолипидной эмульсии и обезвоженного фосфолипидного концентрата, регулируют температуру греющей воды в конденсаторе холодильной машины за счет изменения теплоты конденсации хладагента в конденсаторе путем рекуперативного теплообмена между хладагентом и греющей воды воздействием на мощность привода компрессора холодильной машины; стабилизируют температуру в рабочем объеме РПА за счет регулирования расхода и температуры пара в греющей рубашке РПА путем изменения производительности парогенератора воздействием на мощность электронагревательных элементов по расходу парогазофосфолипидной смеси из ротационно-пленочного аппарата устанавливают перепад давления на фильтре воздействием на мощность привода вакуум-насоса; причем при увеличении давления пара в парогенераторе выше предельно допустимого значения осуществляют сброс давления через предохранительный клапан, а при уменьшении уровня жидкости в парогенераторе осуществляют подпитку из сборника конденсата с помощью насоса высокого давления.

Технический результат заключается в повышении точности управления процессом вы-

паривания влаги из фосфолипидной эмульсии сафлорового масла что позволяет повысить энергетическую эффективность реализуемой технологии получения фосфолипидных концентратов сафлорового масла и улучшить их показатели качества.

Список литературы

1. Федорова, Е. Развитие российского рынка лецитинов/ Е. Федорова, Е. Доморощенко, Л. Лишаева, Т. Турчина // СФЕРА: Масложировая индустрия. Масла и жиры. – 2017. – № 1 (2). – С. 42-45.
2. Матеев, Е. З. Тенденции и инновации при производстве и переработке масличных культур / Е. З. Матеев, Н. В. Королькова, В. Е. Константинов, А. Н. Кубасова, И. А. Глотова, С. В. Шахов // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2017. – № 3 (54). – С. 123-131.
3. Алтайулы, С. Технология производства фосфолипидных концентратов растительных масел / С. Алтайулы, М. А. Якияева // Вестник Алматинского технологического университета. – 2016. – № 4. – С. 58-65.
4. Алтайулы, С. Эксергетический анализ влагоудаления из фосфолипидных эмульсий растительных масел в ротационно-пленочном аппарате / С. Алтайулы // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Процессы и аппараты пищевых производств. – 2016. – № 1. – С. 70-81.

УДК 621.565.6

PROSPECTS APPLICATION OF REFRIGERATING SYSTEMS ON CARBON DIOXIDE IN THE FOOD INDUSTRY

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ СИСТЕМ НА ДВУОКИСИ УГЛЕРОДА В ПИЩЕВОЙ ИНДУСТРИИ

Potapov V.O.^a, Doctor of Science, Professor Belyi D.V.^b	Потапов В.А.^a, док. тех. наук, професор Белый Д.В.^b
Kharkiv State University of Food Technology and Trade, Ukraine, 61051, Kharkiv, Klochkivska str., 333	Харьковский государственный университет питания и торговли, Украина, 61051, Харьков, ул. Клочковская, 333
E-mail: a – potapov@bigmir.net; b – jimmykraun@ukr.net	

Abstract

The features and thermophysical properties of carbon dioxide are considered. Methods of increasing the efficiency of refrigeration systems are analyzed and comparative technical and economic characteristics are given using traditional hydrofluorocarbon and CO₂ refrigerants.

Аннотация

Рассмотрены особенности и теплофизические свойства углекислого газа. Проанализированы методы повышения эффективности холодильных систем и даны сравнительные технико-экономические характеристики при использовании традиционных гидрофторуглеродных и CO₂ хладагентов.

Актуальность данной темы обусловлена необходимостью оптимизации энергопотреб-

ления, снижения операционных расходов, улучшения тепло- массообменных процессов при холодильной обработке пищевых продуктов, а также повышения качества и результативности работы пищевых предприятий. Поэтому в современных экономических условиях выполнение задач по повышению эффективности использования энергоносителей становится приоритетным.

На сегодняшнее время в пищевой промышленности прослеживается глобальная тенденция повышения энергоэффективности систем благодаря возвращению к применению природных хладагентов. Одним из наиболее перспективных природных хладагентов является двуокись углерода (углекислый газ, CO₂). Он не обладает озоноразрушающей способностью, имеет низкий потенциал глобального потепления (ПГП = 1), не воспламеняется, химически неактивен, отсутствуют ограничения на утилизацию и вторичное использование, является побочным продуктом от других производственных процессов [1].

Теплофизические свойства двуокиси углерода имеют высокую скрытую теплоту испарения и объемный теплообмен, вызванный высоким давлением, а это означает, что компоненты оборудования для двуокиси углерода могут быть спроектированы в меньших размерах. Высокое критическое давление оказывает положительный эффект, связанный с низкой степенью сжатия, вследствие чего эффективность установки возрастает. Возможные применения двуокиси углерода в низкотемпературных каскадных и транскритичных холодильных установках, тепловых насосах и системах кондиционирования воздуха [2, 3].

По сравнению с традиционными установками на гидрофторуглеродных хладагентах, в умеренном климате применение систем на двуокиси углерода позволяет снизить годовое энергопотребление на 15-20%. Отдельно необходимо отметить высокий потенциал экономии энергетических ресурсов путем утилизации отброшенного тепла, с различными температурными уровнями. В большинстве случаев рекуперация тепла полностью обеспечивает потребность предприятия в отоплении и горячем водоснабжении [4].

На практике многие системы на CO₂ имеют очень высокую холодопроизводительность, поскольку основными причинами этого является пониженное энергопотребление и улучшенный теплообмен, который повышает COP системы. Поэтому у двуокиси углерода по сравнению с традиционными хладагентами объемная холодопроизводительность в 6 раз выше (рисунок 1) [5].

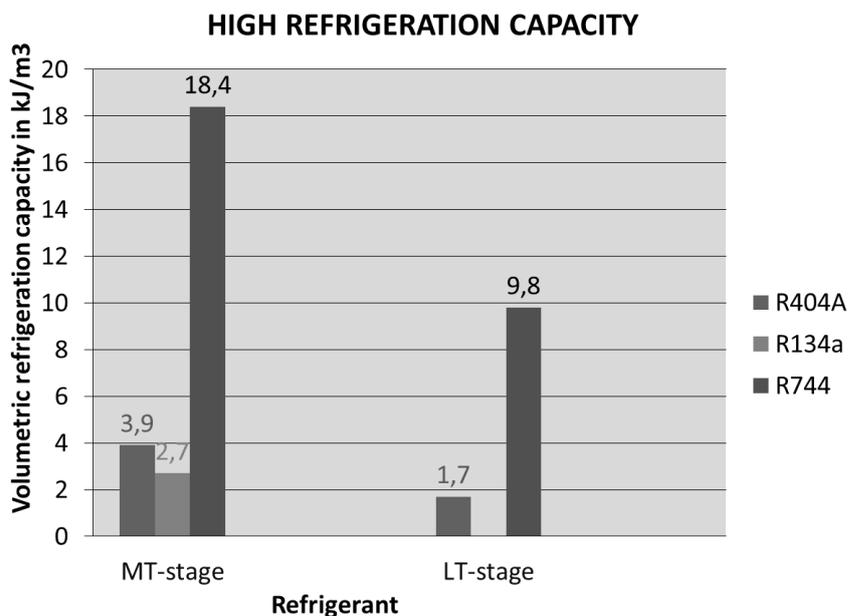


Рисунок 1 – Сравнительная холодопроизводительность CO₂ систем и систем на традиционных холодильных агентах

Из всех вышеперечисленных факторов большую часть эксплуатационных расходов составляет потребление электроэнергии, учитывая динамику роста цен на энергоресурсы, ко-

торый ежегодно составляет 2-11%. По эффективности системы на CO₂ превосходят на 10-30% установки с синтетическими хладагентами, так как большую часть года работают в области субкритических температур [1, 6].

Наибольшая энергоэффективность CO₂ систем отмечена при эксплуатации в умеренном и холодном климате и составляет около 10% в сравнении с R404A и около 5% - с ГФУ / CO₂. Высокие рабочие температуры после сжатия в транскритических холодильных системах создают возможность эффективного использования рекуператоров тепла для уменьшения потребления ископаемого топлива в целях теплоснабжения. В результате таких конструктивных решений достигается максимальная эффективность и минимизация выбросов CO₂.

Ввиду того, что количество систем с хладагентом CO₂ растёт, стоимость их постепенно приближается к уровню цен традиционных систем, использующих ГФУ хладагенты. Таким образом, создание систем, работающих на CO₂, особенно в промышленном холодильном оборудовании, может оказаться менее дорогостоящим, чем их аналоги, использующие другие природные хладагенты, поэтому они предполагают меньшие первоначальные затраты и расходы при обслуживании [6].

Для сравнения расчетных экономических показателей различных холодильных систем рассмотрим обычный магазин с работающей транскритической холодильной системой. Как видно из таблицы 1, транскритическая система на CO₂ в год показывает лучшие показатели энергопотребления [1].

Таблица 1 – Сравнение энергопотребления холодильного оборудования на разных хладагентах

Месяц	Энергопотребление R404a (TC const), кВт·ч	Энергопотребление R404a (TC var), кВт·ч	CO ₂ , кВт·ч	Изменение энергопотребления (TC const), %	Изменение энергопотребления (TC var), %
Январь	69289,90	31553,60	17469,10	74,8	44,6
Февраль	62499,50	28437,60	15597,20	75,0	45,2
Март	69351,40	31614,60	18174,30	73,8	42,5
Апрель	60817,30	32927,50	25488,20	61,9	22,6
Май	69983,80	40717,30	40572,40	42,0	0,4
Июнь	68687,00	45379,80	49593,30	27,8	-9,3
Июль	70821,40	48786,00	56031,80	20,9	-14,9
Август	70730,40	45475,70	49581,30	29,9	-9,0
Сентябрь	66903,60	36412,60	34064,60	49,1	6,4
Октябрь	69373,80	32697,70	24 322,30	64,9	25,6
Ноябрь	67253,71	30660,80	17782,30	73,6	42,0
Декабрь	68817,80	31319,90	17386,20	74,7	44,5
За год	820529,61	435963,10	36606100	55,4%	16,0%

Проведенный анализ показал необходимость разработки энергоэффективных решений и создание научных основ для усовершенствования холодильных систем на диоксида углерода. Таким образом, совершенствование процессов холодильной обработки пищевых продуктов в коммерческих и промышленных холодильных системах на предприятиях пищевой индустрии является одним из приоритетных направлений повышения их производительности и надежности.

Список литературы

1. Демонстрационный проект «Действующий макет холодильной установки на диоксиде углерода для магазина продуктового ритейла» [Электронный ресурс]. / ЗАО «НОРДСМ». – Москва, 2015. – Режим доступа: <http://www.ozonoprogram.ru>
2. A review of transcritical carbon dioxide heat pump and refrigeration cycles / Y. Ma, Z. Liu,

H. Tian // Energy. – 2013. – № 55. – P. 156–172.

3. Гафуров Ш. Д. Перспективы применения углекислого газа в холодильных машинах / Ш. Д. Гафуров, А. С. Карабаев: Молодой ученый. – 2017. – №7. – С. 223.

4. Преимущества CO₂ в холодильной технике / Danfoss: Холодильная техника. – 2016. – №3. – С. 3.

5. CO₂ – хладагент для Европейских ретейлеров [Электронный ресурс] / Carrier. – Moscow conference. – 2014. – Режим доступа: <http://www.carrier-refrigeration.com>.

6. Выбор хладагента сейчас и в будущем / Danfoss. 2010. – № 12. – С. 24.

УДК 536.242

THE STUDY OF THE HEAT LOAD IN INDUSTRIAL ACCUMULATORS OF A COLD

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ В ПРОМЫШЛЕННЫХ АККУМУЛЯТОРАХ ХОЛОДА

<p>Babakin B.S.^{1a}, Doct. Tech. Sc., professor Voronin M.I.^{1b}, Cand. Tech. Sc., associate professor Suchkov A.N.^{2c} Aitikeev R. B.^{3d}</p>	<p>Бабакин Б.С.^{1a}, док. тех. наук, профессор Воронин М.И.^{1b}, канд. тех. наук, доцент Сучков А.Н.^{2c} Айтикеев Р.Б.^{3d}</p>
<p>1 – Federal state budgetary educational institution of higher education "Moscow state University of food production", Russia, 125080, Moscow, Volokolamsk highway, 11 2 – All-Russian Scientific Research Institute of Refrigeration Industry - branch of V.M. Gorbатов Federal Research Center for Food Systems of Russian Academy of Science, Russia, 127422, Moscow, Kostyakova str., 12 3 – "Bishkeksut" companies, Kyrgyzstan, 720083, Bishkek, prospect Chuy, 12</p>	<p>1 – Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский государственный университет пищевых производств», Россия, 125080, Москва, Волоколамское шоссе, 11 2 – Всероссийский научно-исследовательский институт холодильной промышленности (ВНИХИ) – филиал ФГБНУ «ФНЦ пищевых систем им. В.М. Горбатова» РАН, Россия, 127422, Москва, ул. Костякова, 12 3 – ОАО "Бишкексут", Кыргызстан, 720083, Бишкек, пр. Чуй, 12а</p>
<p>E-mail: a – holod@mgupp.ru; b – aspirantpp@yandex.ru; c – salexander032@gmail.com; d – ryspek.aitikeev@gmail.com</p>	

Abstract

Milk cooling is an energy-intensive technological process at the dairy plant and up to 70% of electricity is used to produce cold. The results of research of industrial cold accumulators at the dairy enterprise are considered. At the dairy enterprises located in places with a hot climate, use of cold accumulators is especially actual.

Аннотация

Охлаждение молока — это энергоемкий технологический процесс на молочном предприятии и на выработку холода уходит до 70% электроэнергии. Рассматриваются результаты

исследования промышленных аккумуляторов холода на молочном предприятии. На молочных предприятиях, расположенных в местах с жарким климатом, использование аккумуляторов холода является особенно актуальным.

Использование аккумуляторов холода компенсируют колебания нагрузки на холодильное оборудование в течение суток. Приводятся результаты исследований аккумуляторов холода вместимостью 10 м³, приводятся графики изменения температур хладоносителя, поступающего с технологической линии в аккумулятор холода (приемка молока, хранение молока в танках, стерилизация внутренней поверхности ёмкостного и пастеризационного оборудования).

На рисунке 1 и рисунке 2 представлены экспериментальные результаты работы промышленных аккумуляторов холода в течение суток, в частности возврата хладоносителя с приёмки и на выходе из аккумулятора холода на молочном предприятии.

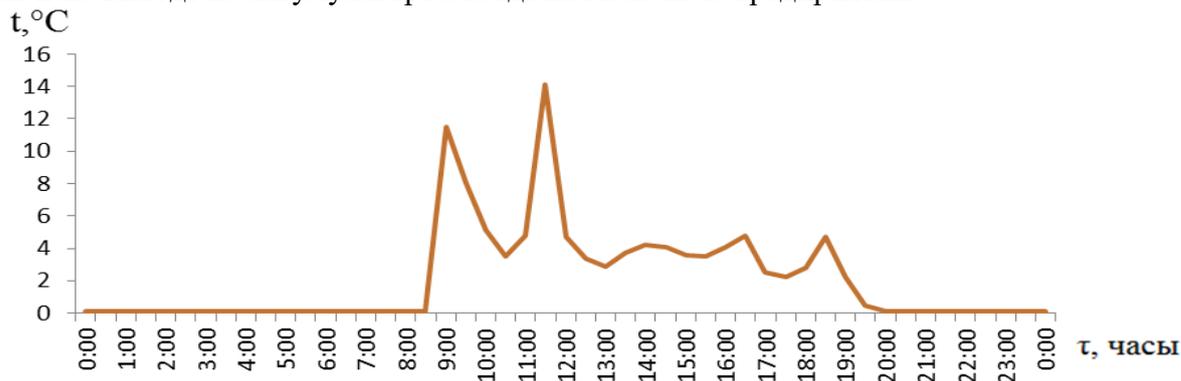


Рисунок 1 – Изменение температуры хладоносителя, поступающего в аккумулятор холода с приёмки молока в течение суток

Как видно из рисунка 1 максимальное повышение температуры хладоносителя происходит во время поступления молока после дойки с ферм в утренние часы. В период с 20:00 до 08:00 происходит аккумуляция холода на предприятии с минимальной нагрузкой на холодильные системы.

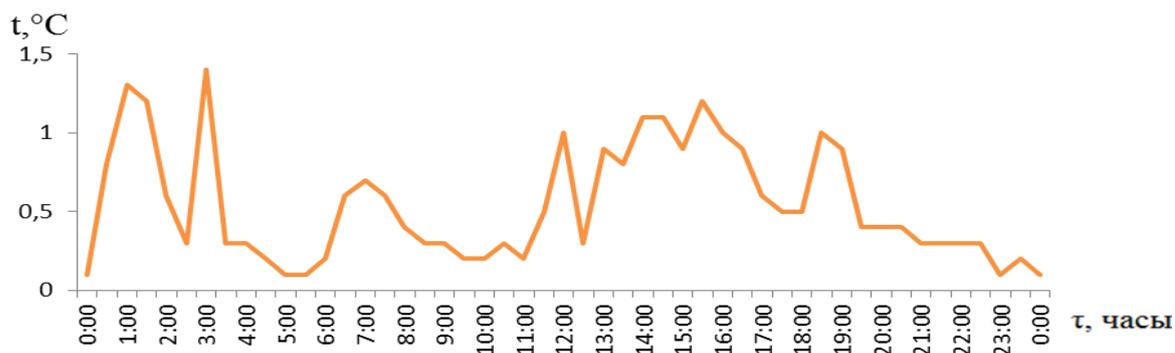


Рисунок 2 – Изменение температуры хладоносителя, выходящего из аккумулятора холода в технологический цех предприятия и на приёмку сырья.

Как видно из рисунка 2 температура хладоносителя, выходя из аккумулятора холода поддерживается практически постоянной (с незначительными колебаниями температуры, вызванными эксплуатационными особенностями оборудования).

На кафедре МГУПП проводятся исследования герметичных ёмкостей аккумулятора холода, разработана экспериментальная установка с аппаратурным оформлением и получен ряд результатов, на основании которых разработаны математические модели зарядки и разрядки аккумулятора.

На рисунке 3 представлены опытные образцы герметичных ёмкостей различного диаметра.



Рисунок 3 – Герметичные ёмкости, заполненные эвтектическим раствором различного диаметра 75 и 40 мм

Список литературы

1. Айткеев, Р. Б. Аккумуляторы холода на предприятиях молочной промышленности / Р. Б. Айткеев, А. Н. Сучков, А. С. Беженарь, Б. С. Бабакин, М. И. Воронин // Сборник материалов научно-практической конференции "Качество и биологическая безопасность пищевых продуктов". – 01 ноября – 25 декабря 2015 г. – Москва: ФГБОУ ВПО «МГУПП». – 2015. – С. 12-13.
2. Бабакин, Б. С. Анализ тепловой нагрузки на аккумуляторы холода / Б. С. Бабакин, М. И. Воронин, А. Г. Белозёров, Р. Б. Айткеев, С. Б. Бабакин, А. Н. Сучков / Молочная промышленность. – 2016. – №7. – С. 17-18.
3. Бабакин, Б. С. Эффективные аккумуляторы холода в молочной промышленности / Б. С. Бабакин, М. И. Воронин, Р. Б. Айткеев, А. Н. Сучков, С. Б. Бабакин // Хранение и переработка сельхозсырья. – 2017. – №5. – С. 41-43.

УДК 631.3

MICROPROCESSOR SYSTEM FOR THE REGULATION OF THE PERFORMANCE OF SMALL-SIZED FOOD-PROTECTIVE UNIT

МИКРОПРОЦЕССОРНАЯ СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ МАЛОГАБАРИТНОГО КОРМОПРИГОТОВИТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

<p>Berdimurat A.D.^a, Ph.D. Usipbekova D.I.^b, Ph.D.</p>	<p>Бердимурат А.Д.^а, PhD доктор Усипбекова Д.И.^б, PhD доктор</p>
<p>Almaty University of Power Engineering and Telecommunications, Kazakhstan, 050000, Almaty, st. Baitursynov, 216</p>	<p>НАО Алматинский университет энергетики и связи, Казахстан, 050000, г. Алматы, ул. Байтурсынова, 216</p>
<p>E-mail: a – Tananova-ainura@mail.ru, b – Yagenk@mail.ru</p>	

Abstract

The urgency of increasing the efficiency of a small size feed-processing plant by automating the control of its productivity is shown in this article. The development results of the corresponding microprocessor system are presented, with the control of the feed material flow by means of a typical damper with an individual electric drive. The control is based on the current of drive motor

crusher. The functional scheme of the proposed automatic control system is presented. The indicators of the control system necessary for the development of the control system algorithm are determined. The results of laboratory tests on the operation of the automation system are given. Comparative production tests of the crusher with manual and automatic load control were carried out. It is shown that the automatic control system significantly influences the uniformity of the crusher loading, improves the power parameters of the plant, productivity and quality of crushing.

Аннотация

Показана актуальность повышения эффективности работы малогабаритного кормоприготовительного агрегата путем автоматизации регулирования его производительности. Приведены результаты разработки соответствующей микропроцессорной системы с регулированием потока кормового материала при помощи типовой заслонки с индивидуальным электроприводом. Регулирование производится по току двигателя привода дробилки. Представлена функциональная схема предлагаемой автоматической системы регулирования. Определены показатели системы регулирования, необходимые для разработки алгоритма управления системой. Приведены результаты лабораторных испытаний работоспособности системы автоматики. Проведены сравнительные производственные испытания дробилки при ручном и автоматическом регулировании загрузки. Показано, что система автоматического регулирования существенно влияет на равномерность загрузки дробилки, улучшает энергетические показатели агрегата, повышает производительность и качество дробления. Также была проведена оценка качества дробления зерна при ручном и автоматическом регулировании производительности, путем оценки готового продукта по наличию фракций различной степени помола. Результаты оценки показали, что при автоматическом регулировании производительности качество помола несколько повышается по сравнению с ручным регулированием, так наличие фракций среднего помола больше на 2,5%, мелкой (пылевидной) фракции на 2% меньше и крупной также меньше на 0,5%.

Введение

В настоящее время в Республике Казахстан более 80% поголовья крупного рогатого скота и других сельскохозяйственных животных находятся в мелких крестьянских и домашних хозяйствах. Для такого рода хозяйств разработаны ряд малогабаритных кормоприготовительных агрегатов, универсальных дробилок и дробилок-измельчителей кормов. Они отличаются дешевизной и надежностью и реализуются на рынке. Малогабаритный кормоприготовительный агрегат АКМ-5,5, на основе которого проводились исследования, предназначен для измельчения всех видов стебельных и зерновых кормов, кукурузных початков, а также для приготовления комбикормов и кормосмесей из грубых кормов и силоса или сенажа.

Перевод агрегата на выполнение различных видов операций осуществляется путем простой замены устройств, входящих в его комплект и реверса двигателя. К недостатку машины при измельчении зерна относится необходимость ручного регулирования его производительности при помощи заслонки, который сужает или расширяет щель, через который поток зерновых материалов поступает на рабочий орган. Ручное регулирование, как правило, приводит к неполной загрузке или перегрузке агрегата. При этом, как показывает практика эксплуатации этих агрегатов, большую часть рабочего времени электропривод работает в недогруженном состоянии, и наоборот нередки случаи отключения электропривода из-за перегрузки двигателя. Приведенное кроме необходимости постоянного наблюдения за работой машины, влечет за собой снижение энергоэффективности и машины качества продукции.

Целью работы является повышение эффективности использования универсального малогабаритного кормоприготовительного агрегата, путем разработки системы автоматики, позволяющей обеспечить регулирование производительности агрегата за счет изменения потока кормового материала, поступающего на рабочий орган машины.

Цель достигается путем встраивания в агрегат индивидуального электропривода заслонки, регулирующей загрузку молоткового ротора. При этом регулирование загрузки будет

производиться по току двигателя привода молотковой дробилки.

Результаты работы позволят повысить технический уровень и конкурентоспособность рассматриваемого малогабаритного кормоприготовительного агрегата и будут использованы в конструкции других аналогичных кормоприготовительных машин и агрегатов.

Экспериментальные исследования

В соответствии с заданной целью и с учетом вышеуказанных работ, нами была разработана система автоматического регулирования[1]. Функциональная схема системы регулирования приведена на рисунке 1. В рабочей части механической характеристики асинхронного двигателя ЭД1 рабочего органа РО ток пропорционален величине крутящего момента на его валу и следовательно нагрузке рабочего органа агрегата. Значение тока через датчик ДТ, осуществляющего обратную связь в системе, передается микропроцессору МП, который, сравнивая его с заданными значениями тока в соответствии с алгоритмом работы системы регулирования, передает соответствующий управляющий сигнал пусковой аппаратуре ПА2 электродвигателя ЭД2 задвижки бункера ЗБ. В результате последняя открывается или закрывается, регулируя поток корма из бункера к рабочему органу и соответственно изменяя ток двигателя ЭД1. Пусковая аппаратура ПА1 служит для управления двигателем ЭД1, индикационный прибор ИП показывает текущее значение тока двигателя и режимы работы агрегата.

При разработке системы автоматики необходимо учитывать время пуска двигателя дробилки. Нами на натуральном образце универсального малогабаритного кормоприготовительного агрегата были получены пусковые диаграммы тока и скорости двигателя при пустом барабане дробилки и наличии остатка 2 и 4 кг зерна (ячмень) в барабане (рисунок 2). Записи проводились при помощи осциллографа DSO 3064, шунта и тахогенератора ТЧ-10Р.

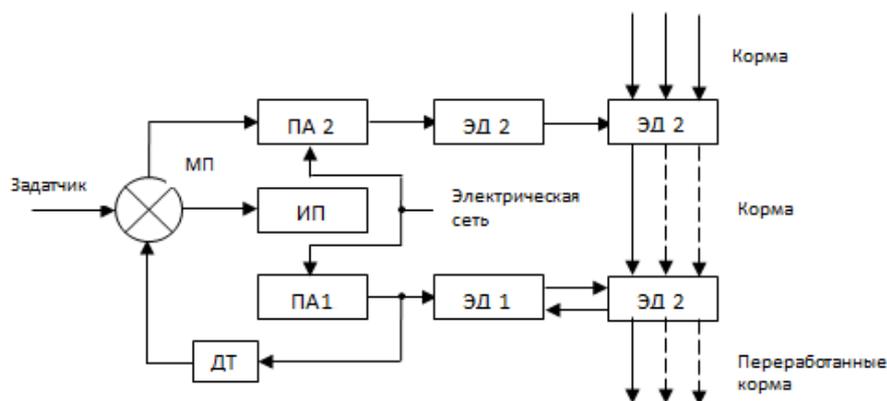


Рисунок 1 – Функциональная схема системы регулирования

МК – микроконтроллер; ИП – индикационный прибор; ДТ – датчик тока; ПА1, ПА2 – пусковая аппаратура; ЭД1 – электродвигатель рабочегооргана; ЭД2 – электродвигатель задвижки; РО – рабочий орган; ЗБ – задвижка бункера

При пустом барабане дробилки электродвигатель загружен только моментом сопротивления холостого хода рабочего органа. Из осциллограмм видно, что в этом режиме, время пуска приводного двигателя дробилки составляет $t_{п} = 2,0$ с.

При наличии в барабане дробилки остатков зерна также происходит надежный запуск. При этом, при остатке в бункере 2 кг ячменя $t_{п} = 3,1$ с, при остатке в бункере 4 кг ячменя $t_{п} = 6,0$ с.

При разработке системы регулирования важное значение имеет выбор величины диапазона регулирования тока, определяемого значениями минимально I_{min} и максимально I_{max} допустимых токов. При узком диапазоне возможна реакция системы управления на незначительные кратковременные изменения нагрузки, при широком – длительная работа в недогруженном режиме. В то же время величина наименьшего допустимого тока I_{min} ограничивается снижением производительности машины и энергетических показателей электродвигателя, наибольшего I_{max} – нагревом обмоток электродвигателя.

Энергетическая эффективность двигателя, в основном определяется зависимостью

коэффициента полезного действия (КПД) η двигателя от его коэффициента загрузки $\kappa_3 = P_2/P_{2н}$, где P_2 и $P_{2н}$ соответственно текущая и номинальная мощности на валу двигателя. При коэффициенте загрузки $\kappa_3 = 0,875$ КПД асинхронного двигателя дробилки достигает наибольшего значения $\eta = 0,88$. Целесообразно, чтобы значение I_{min} соответствовало этому значению коэффициента загрузки. Ток I_{max} по условиям нагрева, не может быть больше номинального тока двигателя I_n соответствующего $\kappa_3 = 1$, следовательно $I_{max} = I_n$.

Таким образом, $I_{min} = 20,8$ А и $I_{max} = 23,65$ А. Среднеарифметическую величину найденных токов принимаем равным значению рабочего тока $I_p = 22,1$ А.

Чтобы исключить реакцию системы управления на быстротечные выбросы нагрузки, в программе системы регулирования предусмотрено вычисление среднего значения амплитуды тока за одну секунду и использования этой величины при последующих шагах программы.

Для проверки возможности реализации предлагаемого способа регулирования были разработаны алгоритм и программа управления, макетный образец системы, стенд для его испытания и проведены испытания [2]. Принципиальная электрическая схема стенда показана на рисунке 3.

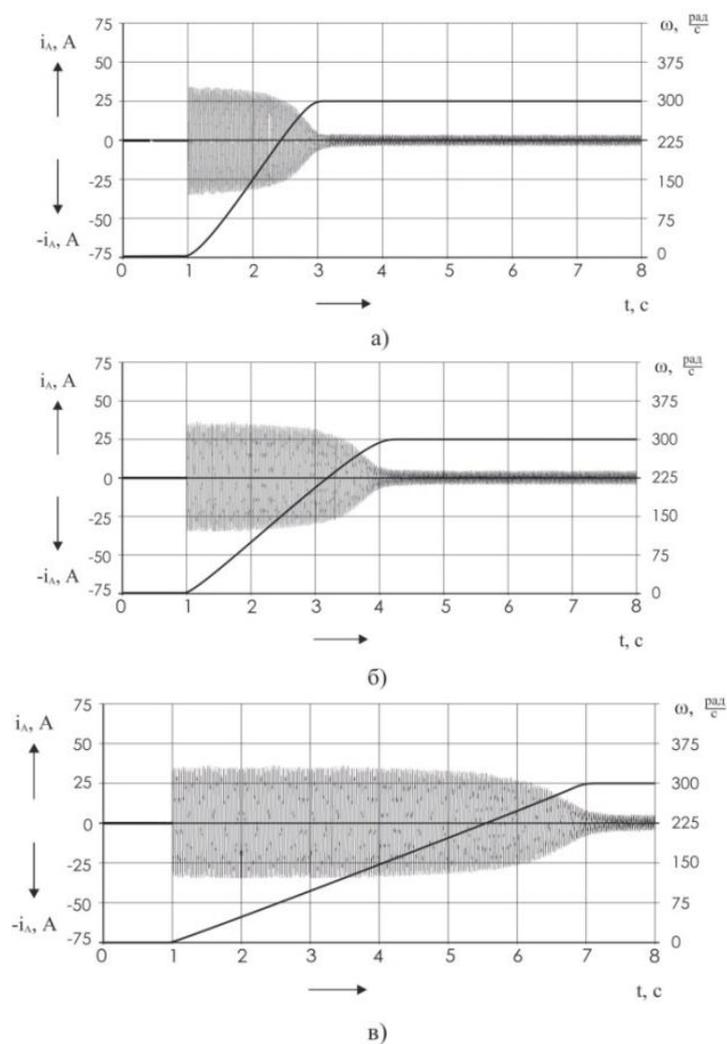


Рисунок 2 – Осциллограммы мгновенных значений тока и скорости двигателя при пуске а) при пустом барабане дробилки; б) при наличии остатка 2 кг ячменя в барабане; в) при наличии остатка 4 кг ячменя в барабане

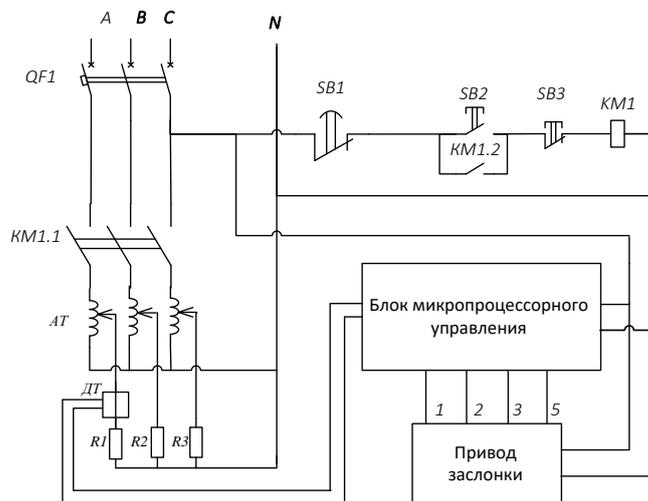


Рисунок 3 – Принципиальная электрическая схема лабораторного стенда

В системе автоматического регулирования были использованы контроллер МК типа ArduinoMega, построенный на микроконтроллере ATmega2560 сопряженный с блоком согласования с дисплеем LCD-LCD12864, реле типа LC1 D4011, датчик тока трансформаторного типа до 100А SCT013, привод заслонки BELIMO SM230 ASR с встроенным датчиком угла поворота заслонки.

Изменение тока двигателя дробилки имитируется с помощью трехфазного автотрансформатора АТ, к которому подключена активная нагрузка R1-R3. Фазный ток нагрузки и угол поворота заслонки записывались при помощи осциллографа DSO 3064.

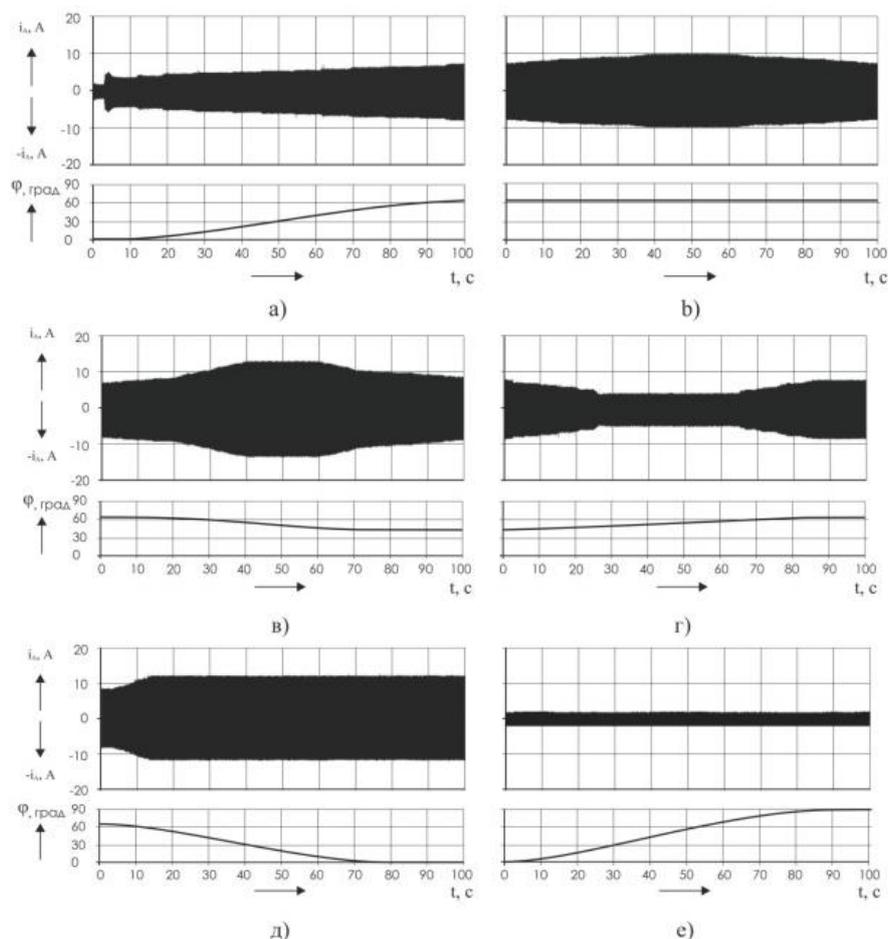


Рисунок 4 – Осциллограммы мгновенных значений тока двигателя и положения заслонки

Для лабораторных испытаний в программу были заложены следующие действующие значения токов – $I_{min} = 4A$, $I_{max} = 10A$, $I_p = 7A$.

Результаты опытов приведены на рисунке 5.

В начальном положении задвижка закрыта. При увеличении тока задвижка постепенно открывается и при достижении током рабочего значения $I_p = 7A$ останавливается, открывшись на 63° (рисунок 4а). Далее, при изменении значения тока в интервале от $I_{min} = 4A$ до $I_{max} = 10A$ задвижка остается неподвижной и сохраняет свое положение (рисунок 5б). При значении тока более $I_{max} = 10A$, задвижка начинает закрываться и при уменьшении тока до $I_p = 7A$ останавливается, закрывшись до 44° (рисунок 5в). При значении тока менее $I_{min} = 4A$, задвижка начинает открываться и при увеличении тока до $I_p = 7A$ останавливается открывшись на 70° (рисунок 5г).

При постоянном значении тока, превышающем $I_{max} = 10A$, задвижка, независимо от начального положения полностью закрывается (рисунок 5д) и при постоянном значении тока ниже $I_{min} = 4A$, задвижка полностью открывается (рисунок 5е).

Данный эксперимент подтвердил работоспособность макетного образца системы регулирования в соответствии с заданным алгоритмом.

Далее нами были проведены производственные испытания экспериментального образца агрегата с автоматической системой регулирования производительности.

Составлена принципиальная электрическая схема соединений электропривода машины с учетом возможности ручного и автоматического управления процессом дробления [3] (рисунок 5).

Во время опытов были сняты нагрузочные диаграммы основного двигателя дробилки по действующему значению тока $I = f(t)$ и потребление электроэнергии этим же двигателем при ручном и автоматическом регулировании производительности при одинаковых условиях работы. Для снятия характеристик был использован анализатор качества электрической энергии PQA 824.

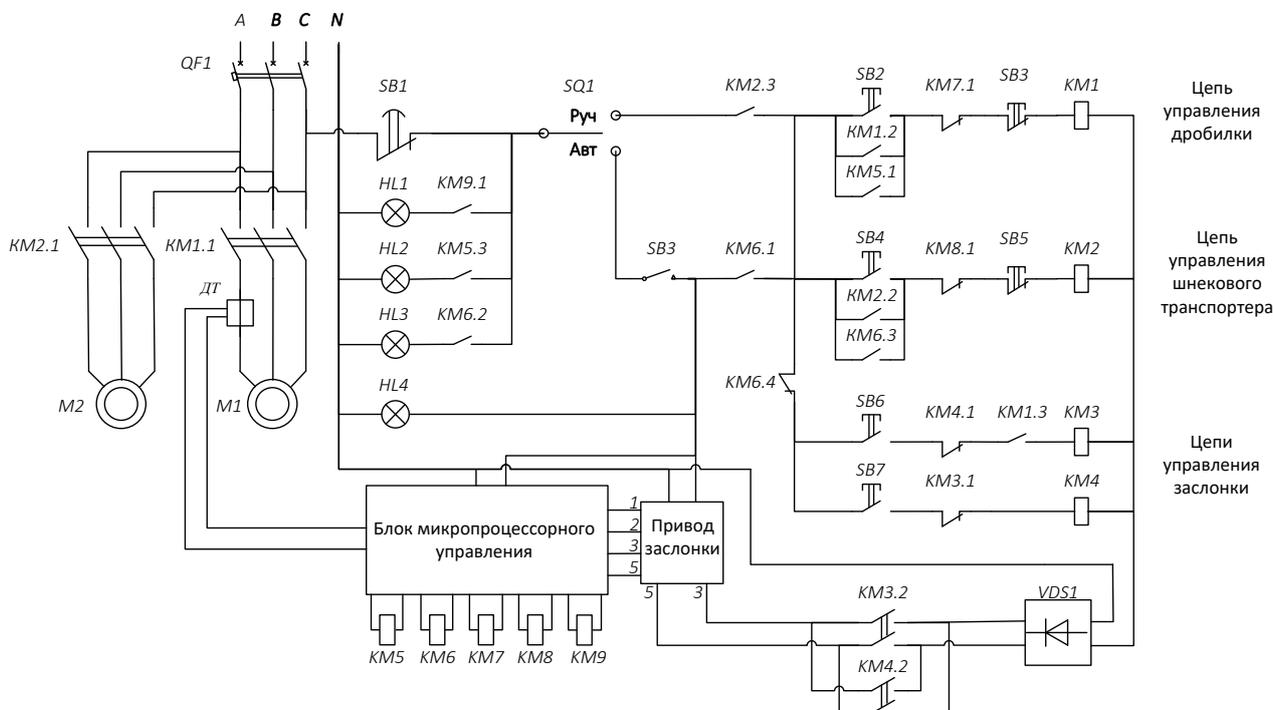


Рисунок 5 – Принципиальная электрическая схема соединений электропривода дробилки

Результаты экспериментальных исследований

Результаты опытов показаны на рисунках 6 и 7. Фрагменты нагрузочных диаграмм,

приведенные на рисунке 7, содержат процесс открытия заслонки с переходом на установившийся режим в интервале 0-0,06 час и далее часть периода установившегося режима.

Для оценки качества регулирования были определены математическое ожидание m_I , дисперсия D_I и среднее квадратическое отклонение σ_I нагрузочных диаграмм двигателя, как случайных функций, по следующим упрощенным формулам [4]

$$m_I = \frac{\sum_{i=1}^n I_i}{n}, \quad D_I = \frac{\sum_{i=1}^n (I_i - m_I)^2}{n - 1}, \quad \sigma_I = \sqrt{D_I}, \quad (1-3)$$

где I_i – текущее значение тока для времени t_i ,
 n – количество значений I_i .

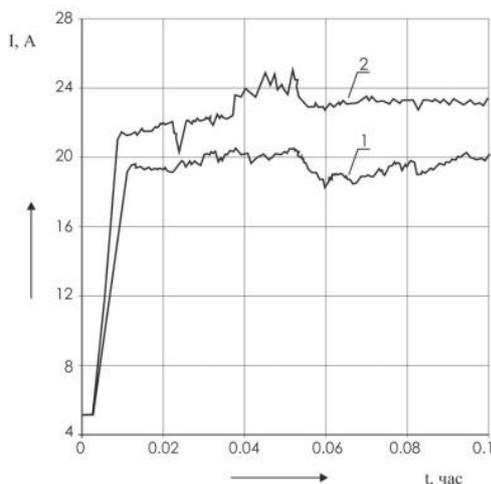


Рисунок 6 – Нагрузочные диаграммы $I = f(t)$ двигателя дробилки при ручном (1) и автоматическом (2) регулировании производительности

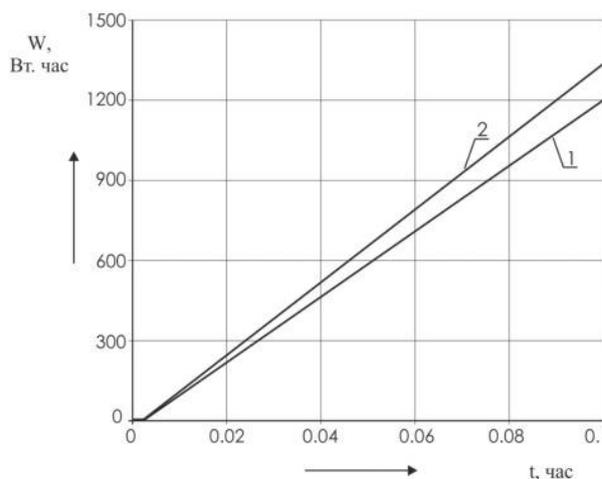


Рисунок 7 – График потребления электроэнергии двигателем дробилки при ручном (1) и автоматическом (2) регулировании производительности

В результате расчетов были получены следующие данные. Для ручного регулирования производительности дробилки

$m_I = 19,22$ А, $D_I = 0,012$ А², $\sigma_I = 0,12$ А,

и для автоматического регулирования

$m_I = 23,17$ А, $D_I = 0,002$ А², $\sigma_I = 0,04$ А.

Как видим, система автоматического регулирования существенно сглаживает нагрузочную диаграмму двигателя дробилки и способствует повышению величины математического ожидания тока.

Также из рисунка 7 видно, что в течение 0,1 час работы дробилки соответствующей технологическому циклу работы агрегата в условиях крестьянского хозяйства, при автоматическом регулировании производительности, потребление электроэнергии основным двигателем дробилки увеличивается на 200 Вт·час по сравнению с ручным регулированием.

Эти показатели указывают на увеличение загрузки двигателя дробилки при автоматическом регулировании.

Производительность агрегата определялась путем непосредственных измерений веса обрабатываемого зерна и времени дробления. Всего во время производственных испытаний было переработано 8 т зерна. По результатам испытаний, при дроблении зерна (ячмень), производительность агрегата составила при ручном регулировании 4,1 т/час и при автоматическом регулировании 4,5 т/час. Таким образом, при автоматическом регулировании произ-

водительность возросла на 0,4 т/час.

Нами была проведена оценка качества дробления зерна при ручном и автоматическом регулировании производительности, путем оценки готового продукта по наличию фракций различной степени помола. Для лабораторного анализа было выборочно взято по 10 кг проб кормов, полученных при различных системах регулирования кормоприготовительного агрегата. Анализ проводился в соответствии с ГОСТ 13496.8-72[5]. Результаты анализа качества готового продукта приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты анализа качества готового продукта

Тип регулирования	Доля фракций различной степени помола, %		
	Мелкая до 1,8 мм	Средняя 1,8-2,5 мм	Крупная свыше 2,5 мм
Ручное регулирование	8	90	2
Автоматическое регулирование	6	92,5	1,5

Из таблицы видно, что при автоматическом регулировании производительности качество помола несколько повышается по сравнению с ручным регулированием, так наличие фракций среднего помола больше на 2,5%, мелкой (пылевидной) фракции на 2% меньше и крупной также меньше на 0,5%. Это способствует лучшему усвоению питательных веществ животными и повышает их продуктивность.

Повышение качества готовой продукции при автоматическом регулировании производительности дробилки объясняется большей равномерностью загрузки дробилки, обеспечивающей оптимальный режим дробления зерен. Ручное регулирование не обеспечивает должную равномерность загрузки. При уменьшении загрузки дробление зерна чрезмерно увеличивается, и наоборот, при перегрузке слишком снижается.

Заключение

Сравнение результатов экспериментов, полученных при ручном и автоматическом регулировании загрузки дробилки, показывает, что система автоматического регулирования существенно влияет на равномерность загрузки дробилки, улучшает энергетические показатели агрегата, повышает производительность при дроблении зерна на 0,4 т/час и качество дробления.

Список литературы

1. Кешуов, С. А. Микропроцессорная система регулирования производительности малогабаритного кормоприготовительного агрегата / С. А.Кешуов, М.Илиев, А. Д.Тананова //Сборник докладов IV международного научного конгресса "Машины для сельского хозяйства.", 22–26 июнь 2016г. – Варна, 2016. – С. 55-60.
2. Кешуов, С. А. Методика и результаты исследование нагрузочной диаграммы электродвигателя кормоприготовительного агрегата ДУ-11 / С. А.Кешуов, А. Д.Тананова //Сборник докладов 6-й международной научно-технической конференции молодых ученых и специалистов инновации в сельском хозяйстве", 15-16 мая. – Москва.
3. Шандров, Б. В. Технические средства автоматизации /Б. В. Шандров, А. Д. Чудаков. –М. :Академия, 2007. –363с.
4. Вентцель, Е. С. Теория вероятностей. –М.:Наука, 1969. –576с.
5. ГОСТ 13496.8-72. Комбикорма. Методы определения крупности размола и содержания неразмолотых семян культурных и дикорастущих растений. – Введ. 1972-27-06. –М.: Издательство стандартов, 1972.

**ENERGY-EFFICIENCY ESTIMATION OF FREONS AND THERMODYNAMIC
CYCLES IN VAPOR COMPRESSION COOLING SYSTEMS**

**ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ФРЕОНОВ И
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ СИСТЕМ
ОХЛАЖДЕНИЯ**

Boldyrev A.V.^a , Cand. Tech. Sc., associate professor Karelin D.L.^b , Cand. Tech. Sc., associate professor Boldyrev S.V.^c , Cand. Tech. Sc.	Болдырев А.В.^а , канд. тех. наук, доцент Карелин Д.Л.^б , канд. тех. наук, доцент Болдырев С.В.^с , канд. тех. наук
Naberezhnye Chelny institute (branch) of Kazan Federal University, Russia, 423812, Naberezhnye Chelny, Mira, 68/19	Набережночелнинский институт (филиал) ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет», Россия, 423812, Набережные Челны, пр. Мира, 68/19
E-mail: a – alexeyboldyrev@mail.ru; b – karelindl@mail.ru; c – underminer@mail.ru	

Abstract

Main energy factors of thermodynamic cycles in vapor compression cooling systems (refrigerating factor, compression work) was estimated with applying math-models calculation based on interpolation for table-data of thermodynamic properties. R-152a, R-245fa, R-245ca, R-132b, R-523a, hexafluorobenzene were researched as high-temperature working mediums. For single-level and two-level compression cycles in refrigerating machines (at cooling temperature is below than 40°C) the R-523a freon provides the most efficiency of cooling system. At the operating of cooling system on much higher temperatures in workspace an ozone-friendly hexafluorobenzene applying is more efficient (for lowering energy costs) compared to R-132b freon. For cascade cycles in refrigerating machines an applying R-523a freon is the most energy-efficient on lower cascade-curve but an applying hexafluorobenzene is the most efficient on upper.

Аннотация

Выполнена оценка основных энергетических показателей термодинамических циклов парокомпрессионных систем охлаждения (холодильный коэффициент, работа сжатия) с использованием расчетов по математическим моделям, основанным на интерполяции данных из таблиц термодинамических свойств. В качестве высокотемпературных рабочих агентов рассмотрены R-152a, R-245fa, R-245ca, R-132b, R-523a, гексафторбензол. При одноступенчатом и двухступенчатом циклах сжатия в холодильных машинах, работающих при температурах охлаждения менее 40°C, для наибольшей энергоэффективности системы охлаждения предпочтительнее использование фреона R-523a. При работе системы охлаждения на более высоких температурах в рабочей области для обеспечения меньших затрат энергии представляется целесообразным применение озонобезопасного гексафторбензола по сравнению с фреоном R-132b. В каскадных циклах холодильных машин наиболее энергоэффективным является вариант использования фреона R-523a в нижней ветви каскада и гексафторбензола в верхней ветви.

Увеличение удельной мощности энергетических машин ставит задачу по повышению эффективности систем охлаждения за счет внедрения перспективных методов интенсифи-

кации процесса теплоотдачи в радиаторах. Установка и профилирование в каналах радиаторов местных интенсификаторов теплообмена [1-4] не позволяет решить проблему уменьшения теплоотдачи и стабильности температур охлаждающих жидкостей с повышением температуры окружающей среды, при этом повышается гидравлическое сопротивление каналов радиатора.

Для ее решения могут использоваться высокотемпературные системы охлаждения, при этом позволяющие улучшить массогабаритные характеристики. Проведенные расчеты [5], [6] показывают, что увеличение температуры охлаждающей воды при выходе из двигателя до 120°C дает возможность уменьшить количество радиаторных секций примерно в 2 раза. Примерно схожие результаты [7] были получены ранее на основе анализа систем охлаждения тепловозов, согласно которым, повышение температуры охлаждающей воды двигателя Дизеля от 80 до 120 °С при температуре наружного воздуха +50°C повышает эффективность системы охлаждения в 2,33 раза. Наряду с объективными преимуществами высокотемпературные системы охлаждения имеют существенные недостатки [8] в виде снижения индикаторного КПД дизеля, уменьшения коэффициентов наполнения и избытка воздуха. По причине высокой температуры циркулирующего теплоносителя (разность температур охлаждающей воды на входе и выходе из теплообменника составляет 6...10 °С) такие системы неприменимы для охлаждения силовых элементов машин с электродинамической трансмиссией (силовых преобразователей), требующих значения температуры охлаждающей жидкости, близких к температуре окружающей среды.

Для решения указанной проблемы и дальнейшего совершенствования систем охлаждения необходимо рассмотреть применение альтернативных способов транспортировки тепла от охлаждаемого объекта в окружающую среду. В работах [9-13] авторами предложен один из таких способов, заключающийся в использовании процессов фазовых переходов в теплообменных аппаратах, что позволяет уменьшить их габаритные размеры и повысить теплопередающую способность всей системы охлаждения в целом. Непосредственно автор [9, 10] предлагает вместо классических теплоносителей (воды либо водного раствора этиленгликоля) азеотропный раствор воды (81,8%) и анилина (18,2%), с температурой кипения 75°C, а также указывает на возможность использования спиртов, хладонов и фреонов. К недостаткам пароконденсационных систем охлаждения автор относит низкую температуру кипения рабочих агентов (фреонов) при нормальных условиях и высокие давления конденсации (до 20...35 атм). Таким образом, для достижения наилучшего результата работы пароконденсационных систем охлаждения необходимо использовать энергоэффективные рабочие агенты с относительно высокой температурой кипения от 40°C до 80°C при нормальных условиях и относительно невысоком давлении насыщенных паров в верхней рабочей термодинамического цикла.

В связи с большим многообразием различных фреонов актуален вопрос выбора высокотемпературных рабочих агентов, по объективным причинам (несоответствие рабочего диапазона температур) не используемых в обычной холодильной технике, но имеющих наибольшую удельную холодопроизводительность при достаточной экологической безопасности, а также определения наиболее энергоэффективного термодинамического цикла работы пароконденсационной системы охлаждения, чему и посвящена настоящая работа.

На данный момент известны значения параметров состояния большинства низко- и высококипящих жидкостей, которые могут быть использованы в качестве рабочих агентов для пароконденсационных систем охлаждения. Расчет параметров различных термодинамических циклов в каждой точке линии насыщения нескольких рабочих агентов и определение наиболее энергоэффективного цикла по известной методике [14] является трудоемкой задачей. При этом результат не позволяет наглядно оценить динамику основных показателей: затрат энергии на сжатие рабочего агента в компрессоре и коэффициента холодопроизводительности цикла, а также дать обоснованные рекомендации по применимости пароконденсационных систем охлаждения для конкретных условий работы. Таким образом, наиболее целесообразно провести оценку основных энергетических показателей циклов с использованием

расчетов по известным математическим моделям [11, 16 и 17], основанным на интерполяции данных из таблиц термодинамических свойств [15]. Такой подход позволит существенно уменьшить трудоемкость вычислений и получить наглядный результат в виде графических зависимостей основных энергетических показателей для различных рабочих агентов и термодинамических циклов во всем температурном диапазоне работы пароконденсационной системы охлаждения.

В качестве высокотемпературных рабочих агентов в настоящей работе выбраны фреоны: R-152a (нормальная температура кипения $T_0 = -24,55^\circ\text{C}$, критическая температура $T_{кр} = 113,26^\circ\text{C}$, степень разрушения озонового слоя относительно фреона R-11 ODP = 0), R-245fa ($T_0 = 15,1^\circ\text{C}$, $T_{кр} = 154,05^\circ\text{C}$, ODP = 0), R-245ca ($T_0 = 25^\circ\text{C}$, $T_{кр} = 174,42^\circ\text{C}$, ODP = 0), R-132b ($T_0 = 46,8^\circ\text{C}$, $T_{кр} = 218^\circ\text{C}$, ODP = 0,008-0,05), R-523a ($T_0 = 27,1^\circ\text{C}$, $T_{кр} = 183,68^\circ\text{C}$, ODP = 0,018), гексафторбензол ($T_0 = 80,1^\circ\text{C}$, $T_{кр} = 242,9^\circ\text{C}$, ODP = 0).

Расчет работы адиабатного сжатия рабочего агента производился по данным таблиц теплофизических свойств [11] с использованием математической модели на основе уравнения для одноступенчатого цикла сжатия

$$l_{ai} = \left(P^{interp}(T_1) \right) \cdot \left(v^{interp}(T_1) \right) \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\left(\frac{P^{interp}(T_{i+1})}{P^{interp}(T_1)} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (1)$$

и математической модели для многоступенчатого цикла сжатия с полным промежуточным охлаждением [16]

$$l_{ai} = \sum_{m=1}^a \left(\prod_{n=1}^m (\mu_{n-1}) \right) \cdot P_1 \left(\frac{P^{interp}(T_{m,i+1})}{P^{interp}(T_1)} \right)^{\frac{m-1}{m}} \cdot v^{interp} \left(P_1 \left(\frac{P^{interp}(T_{m,i+1})}{P^{interp}(T_1)} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right) \times \\ \times \frac{k}{k-1} \cdot \left(\left(\sqrt[m]{\frac{P^{interp}(T_{m,i+1})}{P^{interp}(T_1)}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (2)$$

где в уравнениях (1) и (2) $i \in 1 \dots T_{\max}$ – диапазон расчета, T_{\max} – максимальное значение температуры на линии насыщения, до которой производится расчет; a – число ступеней изотропного сжатия ($a = 2$ для данного случая расчета); m – порядковое число ступени сжатия; μ_n – коэффициент изменения массы при условии $\mu_0 = 1$.

$P^{interp}(T_1)$ и $v^{interp}(P_1)$ – соответственно функции для определения значений давления и удельного объема пара рабочего агента в начале процесса сжатия по значению температуры на линии насыщения путем интерполяции данных в таблицах [15].

Работа адиабатного сжатия нескольких рабочих агентов для каскадного цикла определялась с использованием математической модели [17]

$$l_{ai} = \sum_{m=1}^a \left(\prod_{n=1}^m (\mu_{n-1}) \right) \cdot Pu^{interp}(Tu_{m,i}) \cdot vu^{interp}(Tu_{m,i}) \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left(\left(\frac{Pk^{interp}(Tk_{m,i})}{Pu^{interp}(Tu_{m,i})} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (3)$$

где $i \in 1 \dots T_{\max}$ – диапазон расчета верхней ветви каскада (для нижних ветвей каскада i принимает только крайние значения Tu и Tk); $a \geq 2$ – число каскадов ($a = 2$ для данного случая расчета); m – порядковое число каскада.

$Pu_2^{interp}(Tu_2)$ и $vu_2^{interp}(Tu_2)$ – функции для определения величины давления и удельного объема пара рабочего агента на линии насыщения (рисунок 1 в) по значению температуры испарения путем интерполяции данных таблиц [15] термодинамических свойств; $Pk_2^{interp}(Tk_2)$ – функция для определения величины давления конденсации пара в точке б (рисунок 1 б) рабочего агента по значению температуры конденсации путем интерполяции данных таблиц [15] термодинамических свойств.

Холодильный коэффициент рассчитывался при сжатии в идеальном компрессоре по выражениям:

– для одноступенчатого цикла сжатия

$$\varepsilon_i = \frac{i^{n \text{ interp}}(T_1) - i^{n \text{ interp}}(T_{i+1})}{l_i} \quad (4)$$

– для многоступенчатого цикла сжатия с полным промежуточным охлаждением

$$\varepsilon_{ai} = \frac{i^{n \text{ interp}}(T_1) - i^{n \text{ interp}} \left(\sqrt[a]{\frac{P_{a,i+1}^{\text{interp}}(T_{a,i+1})}{P^{\text{interp}}(T_1)}} \right)}{l_{ai}} \quad (5)$$

– для каскадного цикла

$$\varepsilon_{ai} = \frac{i^{n \text{ interp}}(Tu_1) - i^{n \text{ interp}}(Tk_1)}{l_{ai}} \quad (6)$$

где $i^{n \text{ interp}}(T_1)$ и $i^{n \text{ interp}}(T_{a,i+1})$ – функции для определения значений энтальпии рабочего агента на линии насыщения со стороны перегретого пара и жидкости соответственно по значению температуры путем интерполяции данных в таблицах [15].

Диапазон i -го расчета для термодинамических циклов одноступенчатого сжатия и многоступенчатого сжатия с полным промежуточным охлаждением (в математических моделях (1) и (2)) принимался с учетом наибольшей температуры кипения рабочих агентов при давлении насыщенных паров 0,1 МПа, округленной до целого. Таким образом, минимальное значение температуры кипения составило: 40°C для фреонов R-152a, R-245fa, R-245ca, R-523a; 80°C – для R-132b и гексафторбензола.

Для каскадного цикла значение промежуточной температуры $T_{\text{пр}}$ не должно быть ниже температуры конденсации насыщенных паров T_0 агента верхней ветви каскада, при этом для нижней ветви каскада диапазон температур составил от $Tu_1 = 40^\circ\text{C}$ до $Tk_1 = 90^\circ\text{C}$ и являлся постоянным, а для верхней ветви каскада диапазон температур изменялся от $Tu_2 = 80^\circ\text{C}$ до $Tk_2 = 130^\circ\text{C}$. Температура конденсации Tk_2 изменялась в пределах от 90°C до 130°C.

Показатель изэнтропы рассчитывался для средней температуры в каждой ветви каскада и составил для каждого рабочего агента соответственно: $k = 1,07$ (R-152a), $k = 1,06$ (R-245fa), $k = 1,06$ (R-245ca), $k = 1$ (R-523a), $k = 1,08$ (R-132b), $k = 1,08$ (гексафторбензол).

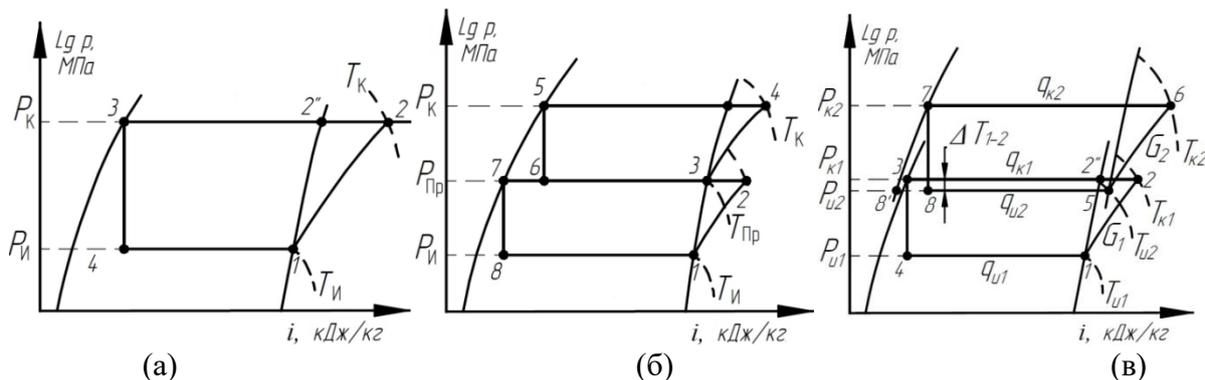


Рисунок 1 – Термодинамические циклы холодильных машин: а – с одноступенчатым сжатием, б – с двухступенчатым сжатием и полным промежуточным охлаждением, в – каскадный

Результаты расчета затрат энергии на сжатие рабочего агента по выражениям (1)–(3) и коэффициента холодопроизводительности по формулам (4)–(6) для каждого из рассматриваемых термодинамических циклов холодильных машин (рисунок 1) представлены на рисунках 2–4 соответственно в виде функциональных зависимостей от температуры насыщенного пара $l_a = f(T)$ и $\varepsilon = f(T)$.

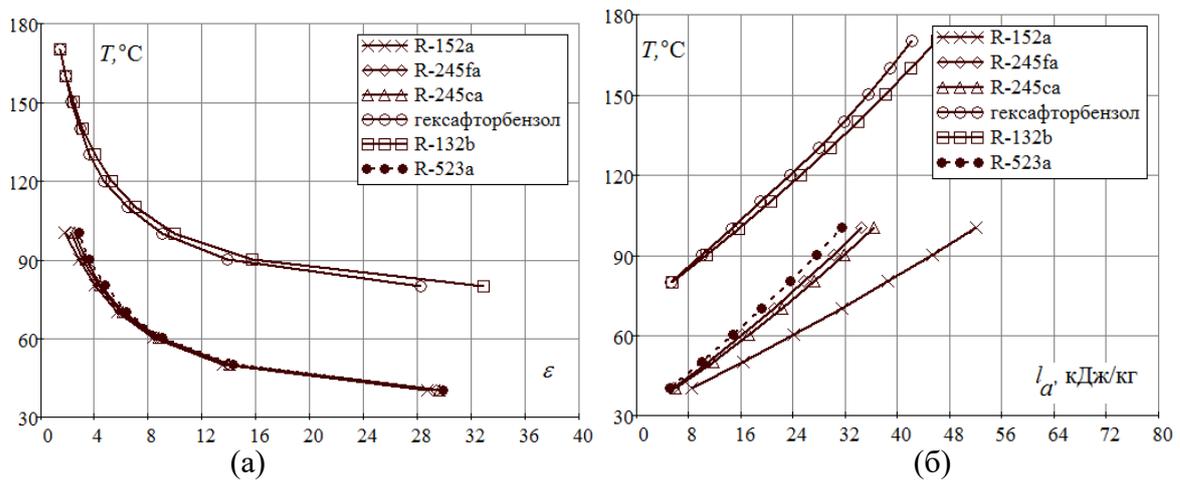


Рисунок 2 – Зависимость температуры насыщенного пара фреона при одноступенчатом сжатии от: а – холодильного коэффициента, б – работы сжатия

При одноступенчатом сжатии (рисунок 2) рабочих агентов с нормальной температурой кипения менее 40°C цикл с использованием R-523a является не только наименее энергозатратным, но и обеспечивающим большие значения холодильного коэффициента ε , что особенно заметно при больших температурах насыщенного пара. В то время как среди рабочих агентов с $T_0 > 40^{\circ}\text{C}$ наименьшие значения работы сжатия достигаются применением гексафторбензола, а наибольшие значения ε – фреона R-132b.

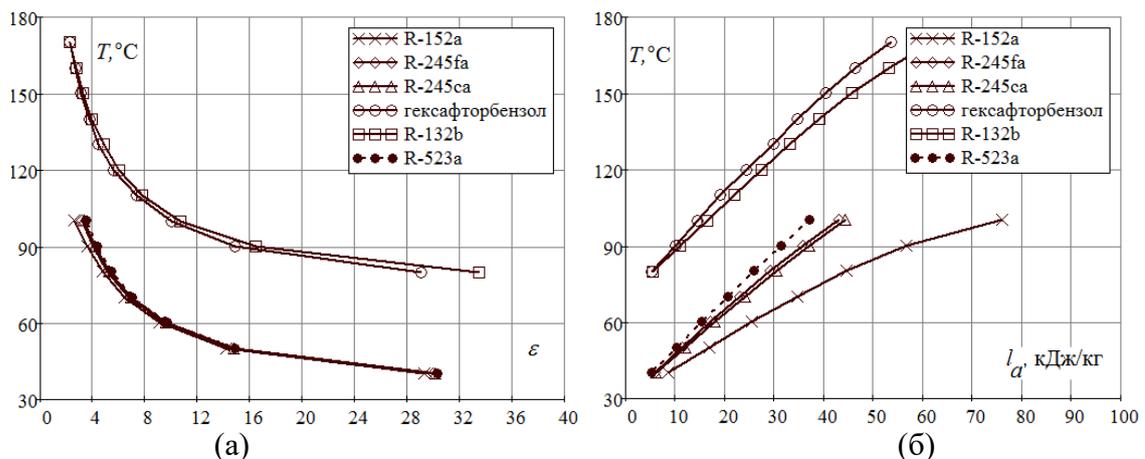


Рисунок 3 – Зависимость температуры насыщенного пара фреона при двухступенчатом сжатии с полным промежуточным охлаждением от: а – холодильного коэффициента, б – работы сжатия

Двухступенчатые циклы сжатия (рисунок 3) по сравнению с одноступенчатыми отличаются ожидаемо большими затратами энергии в связи с увеличением массы рабочего агента во второй ступени компрессора пропорционально μ и существенно большими значениями холодильных коэффициентов из-за увеличения разности энтальпий $i''_1 - i'_7$ (рисунок 1 б) за счет полного промежуточного охлаждения. Как и при одноступенчатом сжатии, среди рабочих агентов с нормальной температурой кипения менее 40°C целесообразнее использование R-523a.

Оценка энергоэффективности каскадного цикла (рисунок 4) проводилась с использованием в нижней ветви каскада фреона R-523a, имеющего больший коэффициент холодопроизводительности ε и меньшие затраты энергии на сжатие по результатам расчета одно- и двух-ступенчатого цикла сжатия. Замечено, что вариант с применением в верхней ветви каскада гексафторбензола отличается большими значениями холодильного коэффициента ε и одновременно меньшими значениями работы сжатия по сравнению с вариантом использования фреона R-132b.

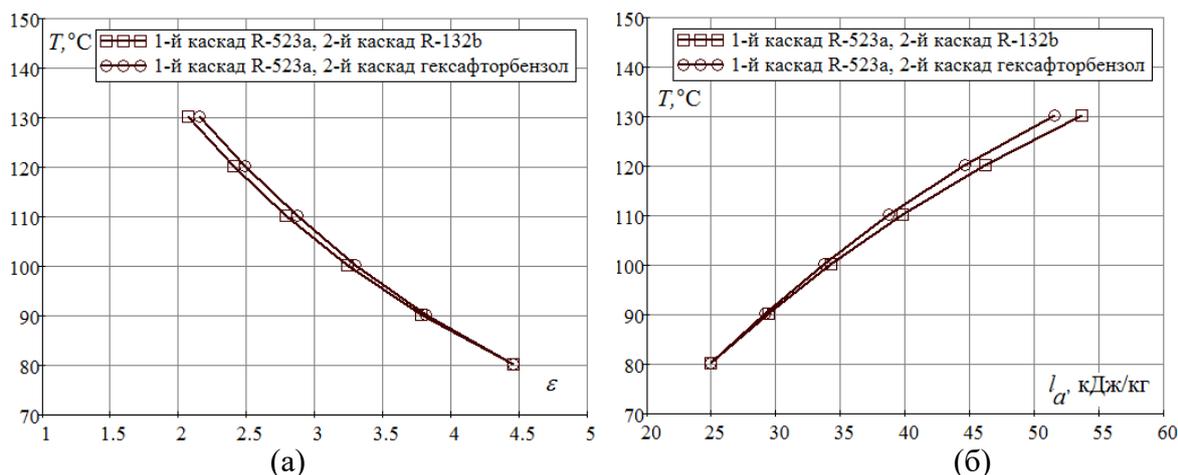


Рисунок 4 – Зависимость температуры насыщенного пара фреона для каскадного цикла холодильной машины от: а – холодильного коэффициента, б – работы сжатия

Таким образом, можно сделать вывод, что при одноступенчатом и двухступенчатом циклах сжатия рабочего агента в парокompрессионных холодильных машинах, работающих при температурах охлаждения менее 40°C, с точки зрения энергоэффективности предпочтительнее использование фреона R-523a. В случае необходимости работы системы охлаждения при более высоких температурах в рабочей области при меньших затратах энергии на сжатие представляется целесообразнее применение озонобезопасного гексафторбензола по сравнению с фреоном R-132b. В каскадных циклах холодильных машин наиболее энергоэффективным является вариант использования фреона R-523a в нижней ветви каскада и гексафторбензола в верхней ветви.

Список литературы

1. Шанин, Ю. И. Экспериментальное исследование интенсификации теплоотдачи в плоском канале с лунками // Тезисы докл. 2-й рос. конф. «Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках», 15–17 марта 2005 г. – М.: Издательство МЭИ, 2005. – С. 47–48.
2. Мубянин, К. Л. Эффективность интенсификации теплообмена углублениями и выступами сферической формы [Текст] // Теплофизика и аэромеханика. – 2003. – Т. 10, – № 2. – С. 235–246.
3. Щелчков, А. В. Теплогидравлическая эффективность интенсификации теплоотдачи в каналах со сфероидальными выемками: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 01.04.14: защищена 10.06.2004 / Щелчков Алексей Валентинович. – Казань, 2004. – 16 с.
4. Гуреев, В. М. Численное моделирование кожухотрубного теплообменного аппарата с кольцевыми и полукольцевыми выемками [Текст] / В. М. Гуреев, М. М. Ермаков, Р. Ш. Мисбахов, Н. И. Москаленко // Промышленная энергетика. – 2015. – № 11. – С. 13–16.
5. Куликов, Ю. А. Выбор рациональных параметров оребренной трубы для теплообменных аппаратов вязких жидкостей ДВС транспортных машин [Текст] / Ю. А. Куликов, А. В. Гончаров, А. Г. Ажиппо, Т. А. Оробцов // Вестник национального транспортного университета. – 2012. – № 25. – С. 99–102.
6. Жуков, В. А. Расчетная оценка эффективности высокотемпературного охлаждения комбинированных ДВС [Текст] // Авиационная техника и технология. – 2011. – Вып. № 10 (87). – С. 153–158.
7. Мкртумян, Э. А. Охлаждение двигателя дизеля при повышенных температурах охлаждающей воды [Текст] // Труды Краснознаменного Московского ММИ им. Н.Э. Баумана. – 1938. – Вып. 38-39/4. – 72 с.
8. Ханин, Я. С. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Я. С. Ханин, Э. В. Аболтин, Б. Ф. Лямцев и др. – М.: Машиностроение, 1991. – 336 с.
9. Sklifus, Ya. The results of the experimental research of the heat transfer coefficient during

steam condensation in the tubes of the diesel radiator sections / Ya. Sklifus, V. Mohyla // An international journal on motorization, vehicle operation, energy efficiency and mechanical engineering. – Lublin-Lugansk: Teka P, 2012. – Vol. 12. – № 4. – Pp. 264–267.

10. Склифус, Я. К. Фазовые переходы теплоносителя в системе охлаждения дизеля тепловоза [Текст] // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2014. – № 4 (29). – С. 92–95.

11. Карелин, Д. Л. Моделирование параметров парожидкостной компрессионной системы охлаждения энергетических установок // Тез. докл. междунар. конф. «Инновационные машиностроительные технологии, оборудование и материалы – 2016», 7–9 декабря 2016 г. Т. 2. – Казань : АО «КНИАТ», 2016. – С. 79–83.

12. Карелин, Д. Л. Оценка эффективности системы охлаждения с парожидкостной компрессионной установкой [Текст] // Тепловые процессы в технике. – 2016. – Т. 8. – № 9. – С. 408–415.

13. Dilav, E. A volume element model (VEM) for energy systems engineering / E. Dilav, J. V. C. Vargas, J. A. Souza, J. C. Ordonez, S. Yang, A. B. Mariano // International journal of Energy Research. – 2015. – Vol. 39. – Issue 1. – Pp. 46–74.

14. Соколов, Е. Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: Учеб. пособие для вузов / Е. Я. Соколов, В. М. Бродянский. – 2-е изд., перераб. – М. : Энергоиздат, 1981. – 320 с.

15. Максимов, Б. Н. Промышленные фторорганические продукты: Справ. изд. / Б. Н. Максимов, В. Г. Барабанов, И. Л. Серушкин и др. – Л. : Химия, 1990. – 464 с. – ISBN 5-7245-0523-1.

16. Карелин, Д. Л. Математическая модель многоступенчатого сжатия рабочего тела с полным промежуточным охлаждением [Текст] / Д. Л. Карелин, А. В. Болдырев, В. М. Гуреев // Труды Академэнерго. – 2016. – № 3. – С. 100–107.

17. Карелин, Д. Л. Численное исследование энергетических параметров каскадного цикла для парожидкостных компрессионных систем охлаждения [Текст] // Вестник Казанского государственного технического университета им. А.Н. Туполева. – 2016. – № 4. – С. 25–30.

УДК 526.24:66.045.132

THERMAL CALCULATION OF THE REGENERATOR WITH A FIXED NOZZLE

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕГЕНЕРАТОРА С НЕПОДВИЖНОЙ НАСАДКОЙ

<p>Boshkova I.L.^a, Doct. Tech. Sc., professor Volgusheva N.V.^b, PhD, associate professor Solodka A.V.^c, PhD</p>	<p>Бошкова И.Л.^а, док. тех. наук, доцент Волгушева Н.В.^б, канд. тех. наук, доцент Солодка А.В.^с, канд. тех. наук</p>
<p>Odessa national academy food technologies, Ukraine, 65182, Odessa, Dvoranskaya 1/3</p>	<p>Одесская национальная академия пищевых технологий, Украинь, 65082, Одесса, Дворянская 1/3</p>
<p>E-mail: a – boshkova.irina@gmail.com; b – natvolgusheva@gmail.com; c – a_solodkaya@mail.ru</p>	

Abstract

A regenerator was proposed for utilization of the heat of the gas stream from exhaust devices of an enterprise with a capacity of 400 m³/hour and with a gas temperature at the outlet of the exhaust devices 80°C. The main part of the regenerator is a channel with a diameter of 0.1 m and a

length of 2 m with a nozzle in the form of a dense layer of expanded clay. The heating time in the regenerator is 10 minutes, the cooling time is 1.6 hours.

Аннотация

Для утилизации теплоты потока газа из вытяжных устройств предприятия производительностью 400 м³/час и с температурой газа на выходе из вытяжных устройств $t'_1 = 80$ °С предложен регенератор, основной частью которого является канал диаметром 0,1 м и длиной 2 м с насадкой в виде плотного слоя керамзита. Время нагрева в регенераторе составляет 10 мин., время охлаждения – 1,6 часа.

Рассматривается регенератор, предназначенный для обогрева помещения, расположенного непосредственно рядом с вентиляционными каналами предприятия. Используются канальные очистители воздуха производительностью от 400 до 27500 м³/ч. Температура газа на выходе из вытяжных устройств $t'_1 = 80$ °С. Гранулированная насадка состоит из плотного слоя керамзита. Эквивалентный диаметр частиц $d_э = 0,018$ м.

Длительность периода нагрева определяется уравнением теплового баланса:

$$Q_1 = \bar{\alpha} \cdot F \cdot (\bar{t}_1 - \bar{t}_2) \cdot \tau_1 = m \cdot c (t''_2 - t'_2) \quad 1)$$

Теплоемкость керамзита: $c = 750$ Дж/(кг·К). В соответствии с экспериментальными данными, полученными в работе, средний коэффициент теплоотдачи для нагрева керамзита может быть принят $\bar{\alpha}_m = 50$ Вт/м²К. Теплообменный участок представляет собой трубу диаметром 0,2 м и длиной 2 м. Объем аппарата: $V = 0,063$ м³. Масса засыпки составляет $m = 54$ кг. При такой массе площадь теплообменной поверхности:

$$F = V_m \cdot a_{y\partial} = 11,1 \text{ м}^2 \quad a_{y\partial} = \frac{6(1-\varepsilon)}{d_э} = 176,7 \text{ м}^2/\text{м}^3.$$

Расход воздуха:

$$G = 0,11 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Средний тепловой поток за период нагрева:

$$\bar{Q}_1 = G \cdot \rho \cdot c_p \cdot \delta t_1 = 3,37 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

В соответствии с уравнением теплового баланса:

$$\bar{Q}_1 = G \cdot c_p \cdot \delta t_1 = \bar{\alpha} \cdot F \cdot \Delta \bar{t}_{лог} \quad 2)$$

$$\Delta \bar{t}_{лог} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_{\bar{m}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_{\bar{m}}}}$$

где $\Delta t_{\bar{o}}$ – разность температур между газом и слоем материала в начальный момент времени, $\Delta t_{\bar{o}} = t'_1 - t'_2$;

$\Delta t_{\bar{m}}$ – разность средних температур между газом и слоем материала в конце периода нагрева, $\Delta t_{\bar{m}} = \bar{t}''_1 - \bar{t}''_2$.

$$\Delta \bar{t}_{лог} = \frac{G \cdot c_p \cdot \delta t_1}{\bar{\alpha} \cdot F} = 10,1 \text{ °С}.$$

$$\Delta t_{\bar{o}} = 80 - 30 = 50 \text{ °С}.$$

Получаем, что $\Delta t_{\bar{m}} = \bar{t}''_1 - \bar{t}''_2 = 12$ °С, тогда $\bar{t}''_2 = 64$ °С.

Это значение удовлетворяет условию эффективного выбора конечной температуры нагрева материала, согласно которому для расчета конечных температур нагреваемого материала и греющего потока можно принять температуру на 10–15 % меньшую температуры

газа на входе, в соответствии с данными собственных экспериментов [1]. Температура газа на выходе из вытяжных устройств $t_1' = 80$ °С. Тогда $t_2'' = 64$ °С. Начальная температура керамзита: $t_2' = 20$ °С, конечная температура воздуха на выходе $t_1'' = 70$ °С.

Средняя температура материала за период нагрева:

$$\bar{t}_2 = \frac{20 + 64}{2} = 42 \text{ °С.}$$

Средняя температура газового потока за период нагрева:

$$\bar{t}_1 = \frac{80 + 70}{2} = 75 \text{ °С.}$$

Длительность периода нагрева: $\tau_1 = 530$ с. Расчет периода охлаждения проходит для условий охлаждения трубы при вынужденном охлаждении воздушным потоком ее поверхности со стороны нагреваемого пространства. Для горизонтально расположенных труб в соответствии с зависимостью [2] коэффициент теплоотдачи:

$$Re = \frac{w \cdot D}{\nu} = \frac{2,5 \cdot 0,24}{15,6 \cdot 10^{-6}} = 2,24 \cdot 10^4$$

Для чисел Рейнольдса $10^3 < Re < 10^5$:

$$Nu = 0,26 \cdot Re^{0,6} Pr^{0,37} \cdot \varepsilon_t = 91,4$$

Поправка Михеева ε_t для газов принимается равной 1.

Тогда коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_g = \frac{Nu \cdot \lambda_g}{D} = 19,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Рассматривая нестационарное охлаждение трубы как задачу охлаждения неограниченного цилиндра, можно определить конечное время цикла охлаждения.

Число Био:

$$Bi = \frac{\alpha \cdot D/2}{\lambda_2} = 13,3.$$

Безразмерная избыточная температура

$$\Theta = \frac{\vartheta}{\vartheta_0} = \frac{t_{cm,\tau} - t_{o.c.}}{t_{cm,0} - t_{o.c.}},$$

где $t_{o.c.} = 20$ °С – температура окружающей среды,

$t_{cm,0} = 60$ °С – начальная температура стенки канала,

$t_{cm,\tau}$ – искомая температура стенки канала в конце периода охлаждения. Приняв

$\Theta = 0,1$, получаем $t_{cm,\tau} = 21$ °С.

По номограммам [2] определяем число Фурье:

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{(D/2)^2} = 0,45.$$

Тогда длительность периода охлаждения при вентилировании поверхности канала составит:

$$\tau = \frac{Fo \cdot (D/2)^2}{a} = 5,75 \cdot 10^4 \text{ с (1,6 часа).}$$

Таким образом, время нагрева в регенераторе составляет 10 мин., время охлаждения – 1,6 часа. Целесообразно установить две наполненные керамзитом трубы и включать их периодически. Временная диаграмма (циклограмма) приведена на рис. 1.

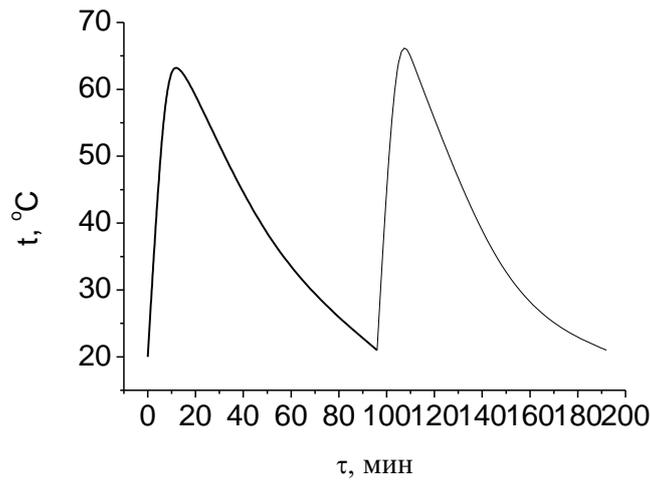


Рисунок 1 – Циклограмма работы регенератора с плотным слоем керамзитовой насадки

Расчет тепловых потерь от стен помещений при следующих параметрах: температура в помещении $t=20^{\circ}\text{C}$, температура наружного воздуха $t=-5^{\circ}\text{C}$, скорость ветра $w=0,5$ м/с, материал стен – кирпич. Результаты расчетов привели к получению следующих теплофизических величин.

Коэффициент теплоотдачи снаружи помещения $\alpha_{\text{air}}=14,1$ Вт/(м²К). Сопротивление теплопередаче стенки суммарное $R_w=0,37$ (м²К)/Вт. Коэффициент теплопередачи через стенку $k_w=2,7$ Вт/(м²К). Количество тепловой энергии (тепла), теряемое через 1 квадратный метр поверхности $q_w=68,5$ Вт/м². Температура стенки внутри помещения $t_{w_in}=12,1^{\circ}\text{C}$. Температура стенки снаружи помещения $t_{w_out}=-0,1^{\circ}\text{C}$.

Для $\bar{Q}_1 = 3,37 \cdot 10^3$ Вт возможно поддержание температуры внутри помещения на уровне 20°C с площадью стен $F = 49$ м².

Аэродинамическое сопротивление слоя можно рассчитать из формулы [3]:

$$\Delta p = f_{\text{э}} \frac{\rho_{\text{г}} w_{\text{ф}}^2}{2} \frac{a_{\text{уд}}}{\varepsilon^3} \delta, \text{ Па}, \quad (3)$$

где $f_{\text{э}}$ – эквивалентный коэффициент сопротивления слоя, определяемый для различных режимов течения (вязкостного, инерционного, вязкостно-инерционного) из зависимости:

$$f_{\text{э}} = \frac{8}{\text{Re}_{\text{э}}} \alpha + \alpha_{\text{ин}}, \quad (4)$$

$$\text{Re}_{\text{э}} = \frac{4w_{\text{ф}}}{a_{\text{уд}} \nu_{\text{г}}}, \quad (5)$$

где $\text{Re}_{\text{э}}$ – эквивалентное число Рейнольдса,

α , $\alpha_{\text{ин}}$ – коэффициенты, зависящие от формы частиц. Для кусковых материалов $\alpha = 5,0$, $\alpha_{\text{ин}} = 0,75$.

В соответствии с условиями работы регенератора, эквивалентное число Рейнольдса:

$$\text{Re}_{\text{э}} = 2,3 \cdot 10^3,$$

Скорость фильтрации:

$$w_{\text{ф}} = \frac{G}{S} = 1,6 \text{ м/с},$$

$$f_{\text{э}} = 0,77.$$

Тогда потери давления составят $\Delta p = 1,2 \cdot 10^3$ Па.

Для обеспечения требуемого расхода воздуха 400 м³/час с рассчитанными потерями давления 1,2·10³ Па целесообразно установить вентилятор центробежный высокого давления ВЦ 10-28, мощность которого составляет 0,12 кВт.

Список литературы

1. Солодка, А. В. Інтенсифікація теплообміну в теплоутилізаторах з гранульованою насадкою. Дис. на здобуття наук. Ступ. канд. техн. наук за фахом 05.14.06. – "Технічна теплофізика й промислова теплоенергетика". – Одеса: ОНАПТ, 2018. – 224 с.
2. Исаченко, В. П. Теплопередача. Учебник для вузов. / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: «Энергия», 1975. – 488 с
3. Горбис, З. Р. Теплообменники с проточными дисперсными теплоносителями / З. Р. Горбис, В. А. Календерьян. – М.: Энергия, 1975. – 296 с.

УДК 536.2/537.868

THERMAL TRANSFER IN A TIGHT MOVING LAYER OF DISPERSE MATERIAL AT MICROWAVE-CONVECTIVE DRYING

ТЕПЛОПЕРЕНОС В ПЛОТНОМ ДВИЖУЩЕМСЯ СЛОЕ ДИСПЕРСНОГО МАТЕРИАЛА ПРИ МИКРОВОЛНОВО-КОНВЕКТИВНОЙ СУШКЕ

Boshkova I. L. ^{1a} , Doct. Tech. Sc., professor Volgusheva N.V. ^{1b} , PhD, associate professor Potapov M.D. ^{1c} , PhD, associate professor Zharikova L.A. ^{2d} PhD, associate professor	Бошкова И. Л. ^{1a} , док. тех. наук, доцент Волгушева Н. В. ^{1b} , канд. тех. наук, доцент Потапов М. Д. ^{1c} , канд. тех. наук, доцент Жарикова Л.А. ^{2d} , канд. физ.-мат. наук, доцент
1 – Odessa National Academy of Food Technologies 1/3 Dvoryanska St., Odesa, Ukraine, 65082 2 – Immanuel Kant Baltic Federal university Russia, 236041, Kaliningrad, 14 A. Nevskogo	1 – Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, 65082, Одесса, Дворянская, 1/3 2 – Институт физико-математических наук и информационных технологий Балтийского федерального университета им. И. Канта Россия, 236041, г. Калининград, ул. А. Невского, 14
E-mail: a – boshkova.irina@gmail.com; b – natvolgusheva@gmail.com; c – dorosh1gan@gmail.com; d – l_zharikova@mail.ru	

Abstract

In this paper, the process of heat transfer in a moving dense layer is analyzed analytically. A two-component mathematical model of the heat transfer process is presented, which includes the energy equations of the gas and solid components. The results of the solution obtained by the method of integral Laplace transforms are given. Two sources of heat are taken into account - positive, from the action of the microwave field, and negative, associated with the evaporation of moisture. The dependences are proposed to be used for design and surface calculations of dryers for grain.

Аннотация

В работе аналитически исследуется процесс переноса теплоты в движущемся плотном слое. Представлена двухкомпонентная математическая модель процесса теплопереноса, которая включает уравнения энергии газового и твердого компонентов. Приведены результаты решения, полученные методом интегральных преобразований Лапласа. Учитывается два источника теплоты – положительный, от действия микроволнового поля и отрицательный, связанный с испарением влаги. Приведенные зависимости предлагается использовать для конструкторских и поверочных расчетов сушилок для зерна.

Применение микроволновой энергии позволяет достичь высоких скоростей сушки без перегрева материала [1]. Одновременная продувка через слой сушильного агента обеспечивает не только дополнительный подвод теплоты, но и существенную интенсификацию процессов теплопереноса в слое. Математические модели микроволновой сушки приведены в [2, 3]. Математическая модель теплопереноса при сушке дисперсного материала в движущемся плотном слое при кондуктивно-конвективном теплоподводе приведена в [4]. Модели для комбинированного микроволново-конвективного подвода теплоты в литературе отсутствуют. Рассматриваются модели таких процессов для движущегося слоя, который используется в сушилках непрерывного действия.

Рассмотрим сушилку, представляющую собой вертикальный канал, в который из загрузочного бункера поступает влажный дисперсный материал. В нижнем сечении канала расположено выпускное устройство, обеспечивающее движение материала в виде плотного слоя и его необходимый расход. В верхнем (входном) сечении канала размещены магнетроны, создающие заданный тепловой поток. Через это же сечение подается сушильный агент, который фильтруется сквозь слой и удаляется из нижнего (выходного) сечения. За счет поглощенной влажными частицами МКВ энергии и теплоты, передаваемой ему от сушильного агента путем межкомпонентного теплообмена, происходит прогрев частиц и испарение влаги, высушенный материал удаляется через выпускное устройство. Заданное влагосодержание на выходе обеспечивается выбором режимных характеристик: мощности магнетрона, температуры и скорости сушильного агента, скорости слоя и высоты канала.

При формулировке модели теплопереноса используются следующие представления. Плотный продуваемый слой рассматривается как двухкомпонентная система, состоящая из твердого (частиц) и газового (сушильный агент) компонентов, между которыми протекает межкомпонентный теплообмен. МКВ энергия, поглощаемая частицами, учитывается как положительный внутренний источник теплоты в твердом компоненте. На основании экспериментальных данных [1] принято, что производительность этого источника убывает по экспоненциальному закону по мере удаления от входного сечения, где подводится МКВ энергия. Расход теплоты на испарение влаги учитывается, как отрицательный источник теплоты в твердом компоненте. Производительность этого источника, зависящая от скорости сушки, остается неизменной на участке постоянной скорости и убывает по высоте канала по экспоненциальному закону на участке падающей скорости.

Приняты следующие допущения:

- свойства компонентов неизменны, не зависят от температуры и влагосодержания;
- подводимая МКВ энергия, температуры и скорости компонентов распределены по сечению канала равномерно;
- температуры компонентов во входном сечении распределены равномерно;
- теплопотери через стенки канала пренебрежимо малы.

При таких условиях температуры компонентов будут изменяться только по высоте канала, т.е. температурные поля будут одномерными.

Математическая модель процесса теплопереноса включает уравнения энергии газового и твердого компонентов и граничные условия. Эти уравнения для участка падающей скорости сушки имеют следующий вид (при пренебрежимо малом продольном переносе теплоты кондукцией):

$$\rho_r c_{pr} w_r (1-\beta) \frac{d\vartheta_r}{dx} = \alpha_m a (\vartheta_r - \vartheta_r) \quad (1)$$

$$\rho_r c_r w_r \beta \frac{d\vartheta_r}{dx} = \alpha_m a (\vartheta_r - \vartheta_r) + q_{v1} e^{nx} + q_{v2} e^{nx} \quad (2)$$

Граничные условия на входе:

$$\text{при } x=0: \quad t_r = t_{r0}; \quad \vartheta_r = \vartheta_{r0} = 0 \quad (3)$$

$$t_r = t_{r0}; \quad \vartheta_r = \vartheta_{r0}. \quad (4)$$

Производительность источника, обусловленного испарением влаги, определяется соотношением

$$q_{v2} = \rho_c r \frac{du}{d\tau}, \quad \frac{B_r}{M^3} \quad (5)$$

Решение системы уравнений (1, 2) с граничными условиями (3, 4) методом интегрального преобразования Лапласа позволило получить следующие зависимости для распределения температур компонентов на участке падающей скорости сушки:

$$\vartheta_2 = -\frac{B_1 \vartheta_{m0}}{P_2} + \frac{B_1}{P_2} \left(\vartheta_{m0} + \frac{H_1}{P_2 - m} + \frac{H_2}{P_2 - n} \right) e^{P_2 x} + \frac{H_1 B_1}{m} \left[\frac{e^{mx}}{(m - P_2)} + \frac{1}{P_2} \right] + \frac{H_2 B_1}{n} \left(\frac{e^{nx}}{n - P_2} + \frac{1}{P_2} \right). \quad (6)$$

$$\vartheta_r = \vartheta_r + \left(\vartheta_{r0} + \frac{H_1}{P_2 - m} + \frac{H_2}{P_2 - n} \right) e^{P_2 x} + \frac{H_1}{m - P_2} e^{nx} + \frac{H_2}{n - P_2} e^{nx}. \quad (7)$$

Здесь:

$$B_1 = \frac{\alpha_m a}{\rho_r c_{pr} (1-\beta) w_r}, \quad M^{-1} \quad (8)$$

$$B_2 = \frac{\alpha_m a}{\rho_r c_r \beta w_r}, \quad M^{-1} \quad (9)$$

$$H_1 = \frac{q_{v1}}{\rho_r c_r \beta w_r}, \quad \frac{K}{M} \quad (10)$$

$$H_2 = \frac{q_{v2}}{\rho_r c_r \beta w_r}, \quad \frac{K}{M} \quad (11)$$

$$P_2 = -(B_1 + B_2) - \text{корень характеристического уравнения.} \quad (12)$$

Как видно из (6, 7), температуры компонентов зависят от их физических характеристик, скоростей, интенсивности межкомпонентного теплообмена, размера частиц, подводимого потока МВ энергии, скорости сушки, координаты.

В одном и том же сечении, температуры компонентов различны. При $x=\text{idem}$ разность этих температур определяется выражением:

$$\vartheta_r - \vartheta_r = \left(\vartheta_{r0} + \frac{H_1}{P_2 - m} + \frac{H_2}{P_2 - n} \right) e^{P_2 x} + \frac{H_1}{m - P_2} e^{nx} + \frac{H_2}{n - P_2} e^{nx}. \quad (13)$$

Она возрастает с ростом разности температур на входе (при $x=0$), производительности источников, уменьшением абсолютного значения P_2 . Из выражений (8, 9, 12) видно, что абсолютное значение $|P_2|$ тем меньше, чем ниже тепловой поток, переносимый в процессе межкомпонентного теплообмена, по сравнению с тепловым потоком, переносимым компонентами конвекцией.

На участке постоянной скорости сушки распределения температур компонентов описы-

ваются зависимостями:

$$\begin{aligned} \vartheta_z = \frac{B_1 \vartheta_{m0}}{P_2} (e^{P_2 x} - 1) + H_1 \left[\frac{1}{P_2 (P_2 - m)} e^{P_2 x} + \frac{1}{m(m - P_2)} e^{mx} + \frac{1}{P_2 m} \right] + \\ + H_2 \left(\frac{1}{P_2^2} e^{P_2 x} - \frac{1}{P_2^2} - \frac{x}{P_2} \right) \end{aligned} \quad (14)$$

$$\vartheta_T = \vartheta_r + \vartheta_{T0} e^{P_2 x} + \frac{H_1}{m - P_2} (e^{mx} - e^{P_2 x}) - \frac{H_1}{P_2} (1 - e^{P_2 x}) \quad (15)$$

Возможны случаи, когда источник, обусловленный поглощением МВ энергии, также не изменяется по высоте канала ($m=0$) (когда коэффициент ослабления потока энергии в слое мал либо магнетроны размещены в нескольких сечениях по высоте на небольших расстояниях друг от друга). В таких случаях уравнения (14, 15) приобретают вид:

$$\vartheta_r = \frac{B_1 \vartheta_{T0}}{P_2} (e^{P_2 x} - 1) + B_1 (H_1 + H_2) \left(\frac{1}{P_2^2} e^{P_2 x} - \frac{1}{P_2^2} - \frac{x}{P_2} \right). \quad (16)$$

$$\vartheta_T = \vartheta_r + \vartheta_{T0} e^{P_2 x} + \frac{H_1 + H_2}{P_2} (e^{P_2 x} - 1). \quad (17)$$

Если в слое отсутствуют внутренние источники, то температуры компонентов определяются только условиями межкомпонентного теплообмена и их изменение по высоте канала описывается зависимостями:

$$\vartheta_r = \frac{B_1 \vartheta_{T0}}{P_2} (e^{P_2 x} - 1). \quad (18)$$

$$\vartheta_m = \vartheta_z + \vartheta_{m0} e^{P_2 x}. \quad (19)$$

При режимах, в которых тепловой поток, обусловленный межкомпонентным теплообменом, существенно превышает тепловой поток, переносимый компонентами конвекцией, температуры компонентов при $x = \text{idem}$ практически одинаковы ($e^{P_2 x} \rightarrow 0, \vartheta_T \approx \vartheta_r$).

Рассмотрены также частные случаи – использование только одного способа подвода теплоты (микроволнового либо конвективного).

Расчеты показали [5], что на начальном участке по высоте канала температура газа уменьшается, а температура частиц увеличивается. Причем, в одном и том же сечении (при $x = \text{const}$) при увеличении мощности магнетрона, т.е. положительного внутреннего источника q_{v1} , и температуры газа и частиц и их разность возрастают.

При увеличении скорости газа происходит рост температуры газа и частиц (при $x = \text{const}$), причем при разных скоростях газа частицы достигают большей температуры, чем газ.

Влагосодержание материала по высоте сушилки уменьшается. Как при увеличении мощности магнетрона, так и при увеличении скорости сушильного агента происходит более интенсивное испарение влаги и уменьшение влагосодержания материала.

Приведенные зависимости позволяют выполнять конструкторские и поверочные расчеты сушилок с движущимся слоем для различных дисперсных материалов при использовании микроволновой энергии. При этом должны быть известны свойства и закономерности кинетики сушки конкретного материала при соответствующем способе подвода теплоты.

Символы

$\vartheta_r = t_r - t_{r0}$; $\vartheta_T = t_T - t_{T0}$; $\vartheta_{T0} = t_{T0} - t_{r0}$ – избыточные температуры компонентов;

ρ – плотность, кг/м³;

c – теплоемкость, Дж/(кг·К);

w – скорость, м/с;

β – плотность укладки слоя;

α_m – коэффициент межкомпонентного теплообмена, Вт/(м²·К);

x – продольная координата, м ;

$a = \frac{6\beta}{d}$ – удельная поверхность частиц, $\text{м}^2/\text{м}^3$;

d – диаметр частиц, м ;

q_{v1}, q_{v2} – производительность внутренних источников теплоты во входном сечении, $\text{Вт}/\text{м}^3$,

ρ_c – плотность сухого дисперсного материала, $\text{кг}/\text{м}^3$;

r – удельная теплота парообразования, $\text{Дж}/\text{кг}$;

$\frac{du}{d\tau}$ – скорость сушки, с^{-1} .

Индексы: “г”, “т” относятся к газу и твердым частицам соответственно, 0 – начальное значение. Черта сверху – среднее значение величины.

Список литературы

1. Календерьян, В. А. Исследование кинетики сушки крупы гречихи в микроволновом электромагнитном поле / В. А. Календерьян, И. Л. Бошкова, Н. В. Волгушева // ИФЖ. – 2006. – №3, Т. 79. – С. 123 – 127.
2. Лыков, А. В. Тепло- и массообмен в процессах сушки / А. В. Лыков. – М.-Л.: ГЭИ, 1956. – 464 с.
3. Календерьян, В. А. Влияние режимных параметров на распределение температур в движущемся плотном слое дисперсного материала при микроволново-конвективной сушке / В. А. Календерьян, И. Л. Бошкова, Н. В. Волгушева // Пром. теплотехника, 2010. – Т. 32, № 1. – С. 37-44.
4. Сафин, Р. Р. Математическая модель конвективной сушки коллоидных капиллярно-пористых материалов при давлении ниже атмосферного / Р. Р. Сафин, Р. Р. Хасаншин, Р. Г. Сафин. // Вестник Казанского технол. ун-та. – 2004. № 1. – С. 266-272.
5. Календерьян, В. А. Тепломассоперенос в аппаратах с плотным дисперсным слоем / В.А. Календерьян, И.Л. Бошкова // Монография. – К., 2011. – 184 с.

УДК 621.514

OVERVIEW OF REFRIGERATION SCROLL COMPRESSOR DESIGNS

ОБЗОР КОНСТРУКЦИЙ ХОЛОДИЛЬНЫХ СПИРАЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Budanov V.A. , Cand. Tech. Sc, associate professor	Буданов В.А. , канд. тех. наук, доцент
Odessa national academy of food technologies Ukraine, 65039, city of Odessa, Kanatna Street, 112	Одесская национальная академия пищевых технологий Украина, 65039, г. Одесса, ул. Канатная, 112
E-mail: budanoff@ukr.net	

Abstract

The report provides an overview of the designs of refrigeration scroll compressors, which are increasingly being used in the artificial cold industry, heat pumps and air conditioning systems. The methods and designs for regulating the performance of a scroll compressor are presented, providing high accuracy of maintenance of operating parameters.

Аннотация

В докладе дан обзор конструкций холодильных спиральных компрессоров, которые все шире используются в индустрии искусственного холода, тепловых насосах и установках кондиционирования. Представлены способы и конструкции регулирования производительности спирального компрессора, обеспечивающие высокую точность поддержания эксплуатационных параметров.

В последние 30 лет в номенклатуре холодильных компрессоров появился новый тип компрессоров объемного сжатия – спиральный компрессор.

Идея такого компрессора известна более 100 лет, но промышленное производство этих компрессоров стало возможным только в условиях использования новых современных технологий обработки деталей. Первыми на рынок холодильного оборудования спиральные компрессоры поставили фирмы Hitachi Ltd и Copeland (Emerson Climate Technologies), научным группам этих крупных производителей холодильного оборудования принадлежат и значительные научные разработки в области исследования спиральных компрессоров. По мере совершенствования металлообрабатывающих технологий, холодопроизводительность этих компрессоров увеличивается и растет их количество. Сегодня производится более 14 млн. штук в год.

В настоящее время в холодильной технике спиральные компрессоры входят в состав холодильных машин малой и средней производительности, работающих на рабочих веществах HFC– и HCFC–типа в торговой технике, бытовых и транспортных кондиционерах, тепловых насосах.

Благодаря восстановлению мировой экономики мировой рынок спиральных компрессоров в последние два года показал некоторый рост. Развитые рынки, такие как рынки США и Европы, показали слабый рост, а развивающиеся рынки, такие как Китай, Индия продолжали расти. Без учета объема внутренних поставок объем мирового рынка спиральных компрессоров достиг 14,9 млн единиц, что свидетельствует о росте на 6,2% в 2017 году. В 2018 году темпы роста рынка спиральных компрессоров несколько снизились на 0,62% в годовом исчислении [1].

Широко развивается технология модульных чиллеров, использующих спиральные компрессоры. Модульные чиллеры имеют несколько преимуществ: компактные размеры для легкой транспортировки и инсталляции, а также возможность параллельной инсталляции нескольких модулей для получения более высокой производительности. Благодаря этим преимуществам модульные чиллеры получили широкое распространение, особенно в Европе, Японии и Китае. Возможность применения нескольких агрегатов, работающих на один объект, значительно расширяет масштаб применения спиральных компрессоров причем в традиционных областях применения винтовых компрессоров.

При расширении функций тепловых насосов воздух–вода (ATW) не только для отопления дома, но и для горячего водоснабжения, спиральные компрессоры находят здесь все более широкое применение.

В холодильной технике использование спиральных компрессоров расширяется благодаря их высокой эффективности и компактным размерам. Япония экспортирует компрессоры, использующие CO₂ в качестве хладагента, в Европу и Австралию. Эти компрессоры также можно использовать для тепловых насосов в системе нагрева воды и в системе охлаждения.

Популярность гибридных автомобилей вызывает значительный интерес в использовании спиральных компрессоров на CO₂ в системах автокондиционеров [1].

Спиральные компрессоры классифицируют:

- по методу уплотнения и охлаждения рабочей полости: маслозаполненные, сухого сжатия, с впрыском холодильного агента;
- по количеству ступеней сжатия: одноступенчатые, двухступенчатые;
- по типу спирали: с эвольвентными спиралями, со спиралями Архимеда, с кусочно-окружными спиралями;

- по расположению спиралей в пространстве: вертикальные, горизонтальные.

Спиральные компрессоры могут быть сальниковыми, бессальниковыми и герметичными.

К преимуществам спиральных компрессоров относят: высокую энергетическую эффективность; высокую долговечность; высокую эксплуатационную надежность; хорошую уравновешенность; малую степень неравномерности вращения; малую скорость потока рабочего вещества в проточной части; малый уровень шума; быстроходность (от 16 до 200 сек⁻¹); отсутствие мертвого пространства; уменьшенный вредный подогрев пара от стенки; отсутствие клапанов; возможность работы на любом рабочем веществе; возможность работы по циклу Ворхиса.

Спиральные компрессоры не лишены и некоторых недостатков. К ним относятся: потребность в сложных металлообрабатывающих станках с программным управлением; сложная балансировка ротора двигателя из-за сложной системы действующих в механизме сил: осевых, тангенциальных, центробежных; дополнительные потери мощности из-за отсутствия нагнетательного клапана (по аналогии с винтовым компрессором).

Изложим коротко основные принципы работы спирального компрессора.

Для описания принципа действия спирального компрессора (см. рис. 1) необходимо мысленно вставить одну спираль в другую и посмотреть на них с торца вала. Между стенками спирали образуются полости, некоторые из которых замкнутые. Если осуществить вращение вала, то размеры (объемы) полостей будут изменяться. Подвижная спираль совершает движение по определенной орбите (например – круговой с радиусом r вокруг оси неподвижной спирали).

Процесс всасывания – раскрытие и закрытие полостей, образованных внешними дугами спиралей, крышкой компрессора и платформой неподвижной спирали за один оборот вала.

Продолжительность процесса сжатия и нагнетания зависит от угла закрутки спиралей и размеров нагнетательного отверстия.

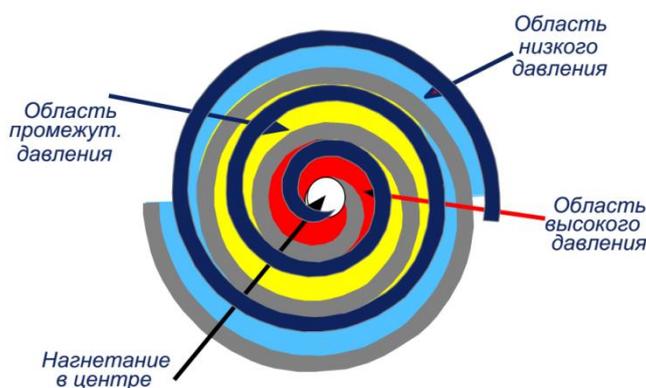


Рисунок 1 – Принцип действия спирального компрессора

Таким образом, теоретическая объемная производительность компрессора определяется объемом двух наружных полостей спиралей V_r и частотой вращения вала n

$$V_h = 2V_r n$$

Действительная объемная производительность спирального компрессора связана с теоретической коэффициентом подачи $V_d = V_h \lambda$, но, к сожалению, в современных публикациях практически не встречаются теоретические или эмпирические зависимости для расчета коэффициента подачи спирального компрессора. Эта величина может быть определена только по усредненным экспериментальным данным заводов-изготовителей, часто присутствующим в рекламной продукции.

Ярким представителем современных спиральных компрессоров являются модели для холодильной техники Copeland Digital Scroll с плавным регулированием холодопроизводительности [2].

Конструкция компрессора и его технические особенности представлены на рисунке 2.

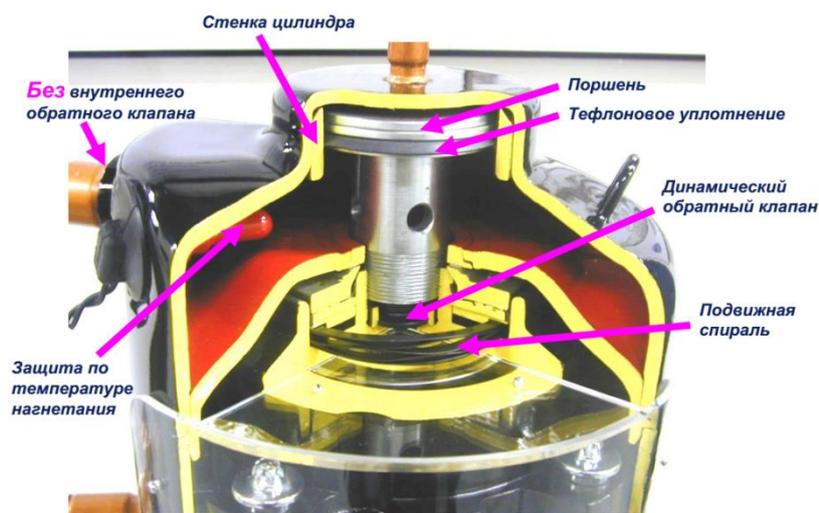


Рисунок 2 – Технические особенности спирального компрессора Copeland

Основные отличия от стандартного спирального компрессора следующие:

- изменена конструкция верхней части корпуса и неподвижной спирали;
- цилиндр встроен в верхнюю часть компрессора;
- большой осевой ход неподвижной спирали;
- использование динамического обратного клапана;
- изменена конструкция плавающего уплотнения;
- вертикально подвижный поршень;
- соленоидный вентиль.

В компрессоре предусмотрен новый способ регулирования холодопроизводительности, который полностью соответствует стандартам качества Copeland.

Регулирование холодопроизводительности по технологии Copeland Scroll основано на радиальном и осевом согласовании спиралей. Согласование спиралей обеспечивает высокую надежность, эффективность и долговечность компрессора. Кроме того, обеспечивается устойчивость к «влажному ходу» и устойчивость к попаданию механических частиц.

Механизм регулирования спирального компрессора основан на осевом согласовании (рисунок 3).



Рисунок 3 – Согласование спиралей

Конструкция механизма регулирования холодопроизводительности представлена на рисунке 4.

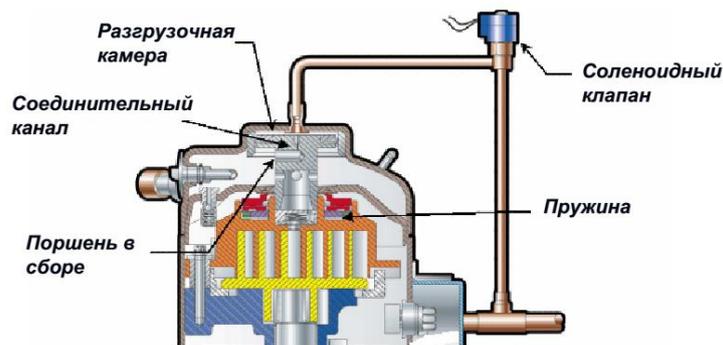


Рисунок 4 – Механизм регулирования

Разгрузочная камера расположена над поршнем и соединена с полостью высокого давления технологическим сверлением диаметром 0,6 мм. Соленоидный клапан соединяет разгрузочную камеру и полость всасывания. Поршень жестко закреплен на неподвижной спирали. Когда поршень движется вверх, он тянет за собой неподвижную спираль. Работа механизма регулирования заключается в следующем. Когда соленоидный клапан закрыт (нормально закрытый СВ) давление с обеих сторон поршня равно давлению нагнетания, а усилие пружины обеспечивает контакт спиралей. Когда соленоидный клапан открыт (подано питание на катушку) очень небольшое количество газа высокого давления из разгрузочной камеры перепускается на сторону низкого давления и поршень поднимается вверх и тянет за собой верхнюю спираль. При этом происходит мгновенное объединение всех полостей внутри спирального блока, т.е. компрессор не сжимает хладагент. При обесточивании соленоидного клапана он закрывается, перекрывая канал сброса давления, и процесс сжатия возобновляется. Осевой ход неподвижной спирали очень мал, менее 1,0 мм. Количество газа высокого давления, перепускаемого на сторону низкого давления очень мало (диаметр сверления 0,6 мм), что не оказывает влияния на режим работы компрессора.

Плавное регулирование холодопроизводительности в пределах от 100% до 10% производится посредством изменения времени эффективного сжатия (рис. 5). Производительность компрессора составляет либо 100%, либо 0%. Длительность времени эффективного сжатия компрессора постоянно меняется, при этом длительность всего цикла может достигать 30 секунд. Разгрузка компрессора обеспечивается посредством вертикального хода неподвижной спирали. Соленоидный клапан позволяет создать перепуск газа высокого давления для разгрузки спирального блока. При этом электродвигатель работает постоянно, что обеспечивает низкое потребление электроэнергии.

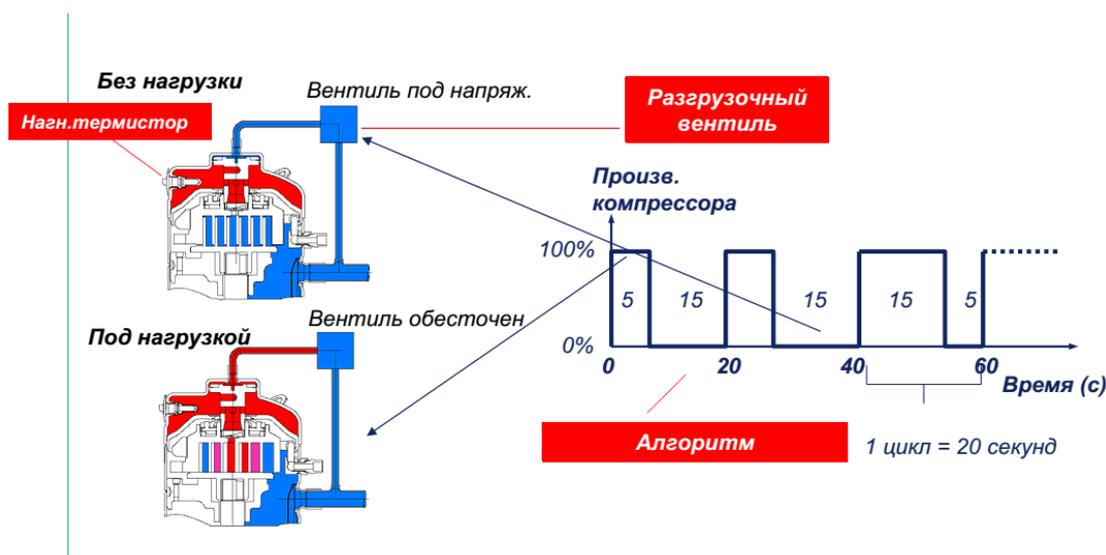


Рисунок 5 – Алгоритм работы

Рассмотрим пример работы компрессора согласно алгоритму (рис.6). Цикл работы составляет 20 с, если компрессор осуществляет сжатие в течении 10 с и не сжимает в течении 10 с, то производительность компрессора составляет 50%. Если компрессор сжимает в течении 5 с, то производительность равна 25%. Мощность регулируется в пределах 10 – 100% посредством изменения времени открытия соленоидного вентиля. Минимальная производительность соответствует настройке времени сжатия – 2 с.



Рисунок 6 – Цикл регулирования мощности

Такая конструкция компрессора позволяет прецизионно поддерживать температуру ($\pm 0,5^{\circ}\text{C}$) в системах кондиционирования и холодоснабжения за счет плавного регулирования и точного поддержания давления всасывания. При использовании компрессора в системах холодоснабжения большой протяженности не возникает проблем возврата масла в компрессор. Максимальный объем циркулирующего в системе масла составляет 1%, что обеспечивает очень низкий унос. При отключении спирального блока масло компрессор не покидает. Скорость перемещения газа по системе равна скорости при 100% производительности, что гарантирует возврат масла. Также наблюдается высокая энергетическая эффективность при частичной нагрузке. В разгруженном состоянии потребление энергии не превышает 500 Вт. Нет потерь в инверторе, которые обычно составляют от 10 до 25% мощности в зависимости от конструкции инвертора.

Некоторые технические характеристики компрессора Digital Scroll представлены на рисунках 7 и 8.

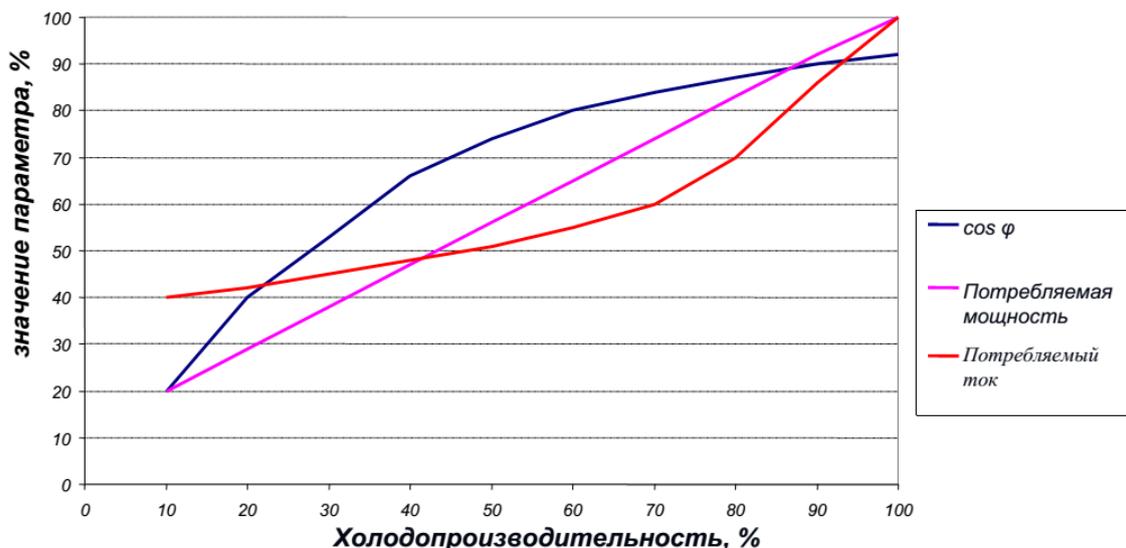


Рисунок 7 – Технические характеристики: взаимосвязь между потребляемой мощностью, потребляемым током и $\cos\phi$ и нагрузки на компрессор

COP ZBD 30 KCE при EN 12900 MT R404A

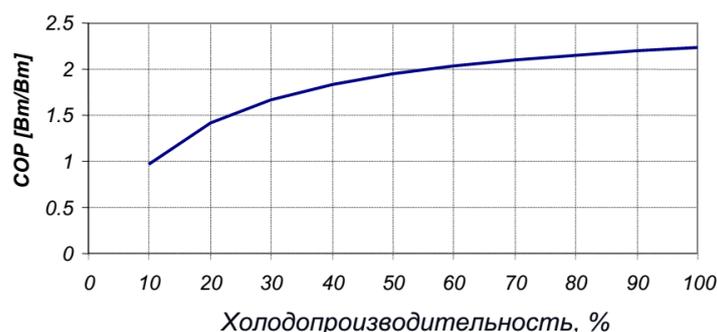


Рисунок 8 – Зависимость холодильного коэффициента от холодопроизводительности

Таким образом, использование в холодильной технике систем с компрессором Digital Scroll позволяет значительно повысить энергетическую эффективность и снизить стоимость по сравнению с инверторным компрессором. Обеспечивается более высокая надежность работы за счет применения механического метода регулирования по сравнению с электронным, что также полностью исключает электромагнитное излучение. Широкий диапазон регулирования холодопроизводительности не оказывает влияния на возврат масла в компрессор.

Список литературы

1. Сводка новостей eJARN.com [Электронный ресурс] –2019. – Режим доступа: <http://www.ejarn.com>.
2. Техническая информация Copeland [Электронный ресурс] – 2018. – Режим доступа: <http://www.copeland.su>.

УДК 534.282

ECOLOGY AND ENERGY EFFICIENCY IN THE DESIGN OF JET VENTILATION SYSTEMS OF UNDERGROUND PARKING

ЭКОЛОГИЯ И ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СТРУЙНЫХ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ ПОДЗЕМНЫХ АВТОСТОЯНОК

<p>Sverdlov A.V.^{1a} Volkov A.P.^{1b}, Cand. Tech. Sc. Rykov S.V.^{2c}, Cand. Tech. Sc., associate professor Volkov M.A.^{2d}</p>	<p>Свердлов А.В.^{1a} Волков А.П.^{1b}, канд. тех. наук Рыков С.В.^{2c}, канд. тех. наук, доцент Волков М.А.^{2d}</p>
<p>1 – FlaktGroup Russia, Russia, 117418, Moscow, st. Profsoyuznaya 23 2 – ИТМО University, Russia, 197101, St. Petersburg, Kronverksky Avenue, 49</p>	<p>1 – FlaktGroup Россия, Россия, 117418, Москва, ул. Профсоюзная, д. 23 2 – Университет ИТМО, Россия, 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский проспект, д. 49</p>
<p>E-mail: a – alexander.sverdlov@flaktgroup.com; b – alex78477@ya.ru; c – togg1@yandex.ru; d – alex78477@ya.ru</p>	

Abstract

When designing underground structures, the issues of life support and human security are always of paramount importance. This is especially true of underground facilities for transport purposes, namely, road tunnels and underground parking lots, where people are provided. In normal mode, the main risk factors are the emission of harmful substances during the operation of engines in the confined space of an underground parking lot.

The quality of the air environment is the main factor determining the environmental risks for a person in an underground car park. Therefore, the choice of the parameters of the ventilation system largely determines the quality and competitiveness of the parking project as a whole.

Аннотация

При проектировании подземных сооружений, вопросы жизнеобеспечения и безопасности человека всегда имеют первостепенное значение. В особенности это касается подземных сооружений транспортного назначения, а именно автотранспортных тоннелей и подземных автостоянок, где предусмотрено пребывание людей. В штатном режиме главными факторами риска являются эмиссия вредных веществ при работе двигателей в замкнутом пространстве подземной автостоянки.

Качество воздушной среды является главным фактором, определяющим экологические риски для человека, находящегося на подземной автостоянке. Поэтому выбор параметров системы вентиляции во многом определяет качество и конкурентоспособность проекта автостоянки в целом.

Для расчета воздухообмена с окружающей средой необходимо определить суммарное количество вредных примесей CO и NOx в помещении автостоянки. Причем скорость их накопления зависит, как показано на рисунке 1 от скорости движения и типа двигателя автомобиля.

Расчет суммарного количества вредных выбросов в помещении автостоянки от двигателей автомобилей осуществляют по количеству CO, который принято считать «пилот – газом». Концентрация CO является определяющим параметром среди других компонентов выхлопных газов, это подтверждается европейскими исследованиями [1, 2].

В соответствии с немецким стандартом [3] датчики системы газ-контроля должны обладать «перекрестной» чувствительностью и к другим компонентам выхлопных газов. Проверка перекрестной чувствительности осуществляется по калибровочным газовым смесям с характеристиками, представленными в [4].

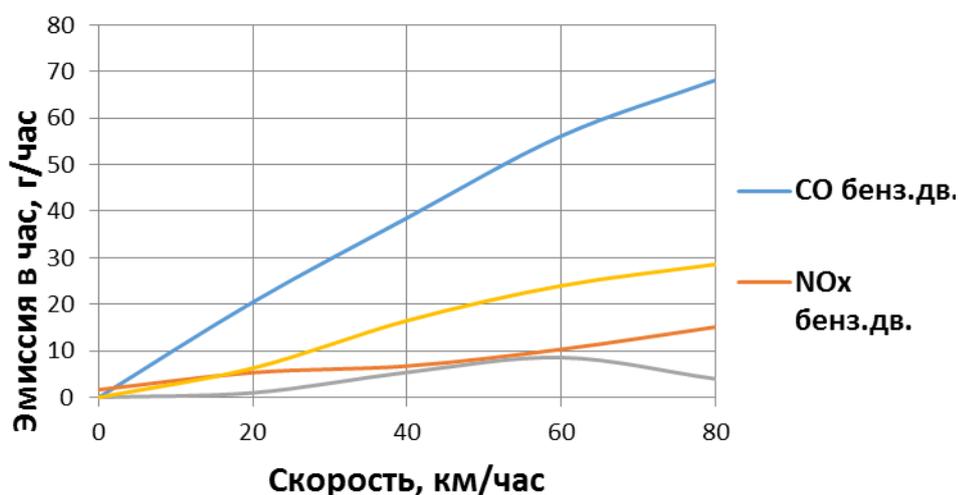


Рисунок 1 – Графики зависимостей скорости эмиссии CO и NOx от скорости движения легковых автомобилей с бензиновым и дизельным двигателем

Суммарное количество (г) CO, накопленное в помещении автостоянки, определяет воз-

духообмен с окружающей средой, необходимый для обеспечения концентрации CO в воздухе не выше ПДК [5, 3].

Среднее значение эмиссия CO (г) машин, паркующихся с разогретым (горячим) двигателем и проходящим в помещении автостоянки путь $S_{\text{ср.ст}}$ [5]:

$$E_{CO \text{ гор}} = 0,008S_{\text{ср.ст}} \cdot \quad (1)$$

Для машин с холодным двигателем:

$$E_{CO \text{ хол.}} = 7,6, \quad (2)$$

при $S_{\text{ср.ст}} \leq 50$ м.

$$E_{CO \text{ хол.}} = 0,89(S_{\text{ср.ст}})^{0,49}, \quad (3)$$

при $50 < S_{\text{ср.ст}} \leq 500$ м.

На рисунке 2 показано влияние состояния двигателя автомобиля на эмиссию CO при движении по подземной автостоянке.

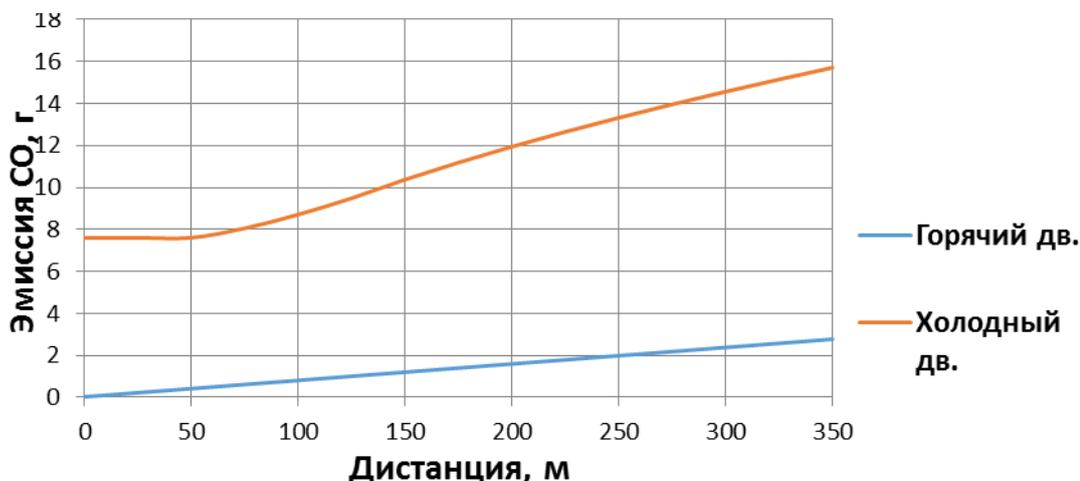


Рисунок 2 – График зависимости эмиссии CO при движении одного автомобиля с разогретым и холодным двигателем

Среднее значение эмиссии CO (г/час) в помещении автостоянки составит:

$$G_{CO} = SPfE_{CO}, \quad (4)$$

где $f = N_M / SP$ – частота транспортного трафика, 1/ч; SP – количество парковочных мест, авт; N_M – количество машин, паркующихся в течении 1 часа, авт/час.

Частота транспортного трафика выбирается по данным технического задания или обследования объекта. В случае отсутствия данных принимаются усредненные значения:

$f = 0,6$ для автостоянок жилых зданий;

$f = 0,8...1,5$ для автостоянок торговых и бизнес центров и других объектов с высокой посещаемостью, при отсутствии данных принимаем $f = 1,0$.

При расчете эмиссии CO для парковок жилых зданий принимается допущение о максимуме эмиссии при утреннем холодном запуске двигателей (утреннее движение транспортного потока в деловой центр):

$$E_{CO} = E_{CO \text{ хол.}} \cdot \quad (5)$$

При расчете эмиссии CO для парковок с высокой посещаемостью считаем, что все парковочные места заняты, освободившееся место сразу занимает. В этом случае необходимо учитывать суммарную эмиссию от горячих и холодных двигателей:

$$E_{CO} = E_{CO \text{ хол.}} + E_{CO \text{ гор.}} \cdot \quad (6)$$

Требуемый воздушный поток внешнего воздуха для снижения концентрации CO в

автостоянке составит, м³/ч:

$$V_a = \frac{1000G_{CO}}{([CO_{об}] - CO_{об пр.возд.})} \cdot k_G, \quad (7)$$

где $[CO_{об}]$ – предельная допустимая концентрация (ПДК) СО (мг/м³); $CO_{об пр.возд.}$ – значение объёмной концентрации СО в приточном воздухе за пределами автостоянки (мг/м³); в жилых районах с малым движением транспорта эта величина пренебрежимо мала и обычно принимается равной нулю; на сильно загруженных дорогах достигает $CO_{об пр.возд.} = 4$ мг/м³; k_G – коэффициент, учитывающий неравномерность вентиляции помещения автостоянки; обычно находится в диапазоне от 1,25 до 1,50, если данные отсутствуют принимается значение 1,25.

В соответствии с рекомендациями [3, 5], ПДК СО $[CO_{об}]$, как интегрального показателя (пилот-газа) всех видов вредных примесей в помещении автостоянки, выбирается равным 70 мг/м³, что не противоречит ГОСТ 12.1.005 [6].

В России компании застройщики на стадии эскизного проекта часто затрудняются предоставить информацию по транспортному трафику f проектируемого объекта. Поэтому возможно использовать обобщенные рекомендации по нормам воздухообмена автостоянок различного назначения, позаимствованные из земельных положений различных областей Германии, а именно:

- для автостоянок с низкой посещаемостью при частоте транспортного трафика принимается $f \leq 0,6$ (подземные и крытые автостоянки жилых домов) – 6 м³/м² час;
- для автостоянок с высокой посещаемостью при $f = 1,0$ (подземные и крытые автостоянки бизнес и торговых центров) – 12 м³/м² час;
- для автостоянок с очень высокой посещаемостью при $1,0 \leq f \leq 1,5$ (подземные и крытые автостоянки больших торговых центров, аэропортов и вокзалов) – 16 м³/м² час.

В этом случае мы получаем надежную, но немного завышенную оценку расчетного значения воздухообмена.

В отечественной практике рекомендуют норму воздухообмена автостоянки 150 м³/час на одно парковочное место.

Рассмотрим результаты расчета воздухообмена подземной автостоянки общей площадью 6700 м² с 280 парковочными местами, представленными в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты расчета воздухообмена подземной автостоянки

Наименование величины	Жилой дом	Торговый центр
Норма расхода воздуха м ³ /час на 1 автомобиль	150	150
Воздухообмен, рассчитанный по норме расхода воздуха на 1 автомобиль, м ³ /час	42000	42000
Норма расхода воздуха м ³ /час м ²	6	12
Воздухообмен, рассчитанный по норме расхода воздуха на 1 м ² , м ³ /час	40200	80400
Частота транс. трафика, 1/час	0,6	1,0
Воздухообмен, рассчитанный по характеристикам объекта и трафику транспортного потока, м ³ /час	33000	66930

Важным преимуществом струйной вентиляции является равномерность проветривания помещения, когда отсутствуют непроветриваемые, застойные зоны. На рисунке 3 представлены результаты CFD моделирования подземной автостоянки 4000 м².

Канальная система - 100 точек вытяжки

Струйная система - 16 струйных вентиляторов

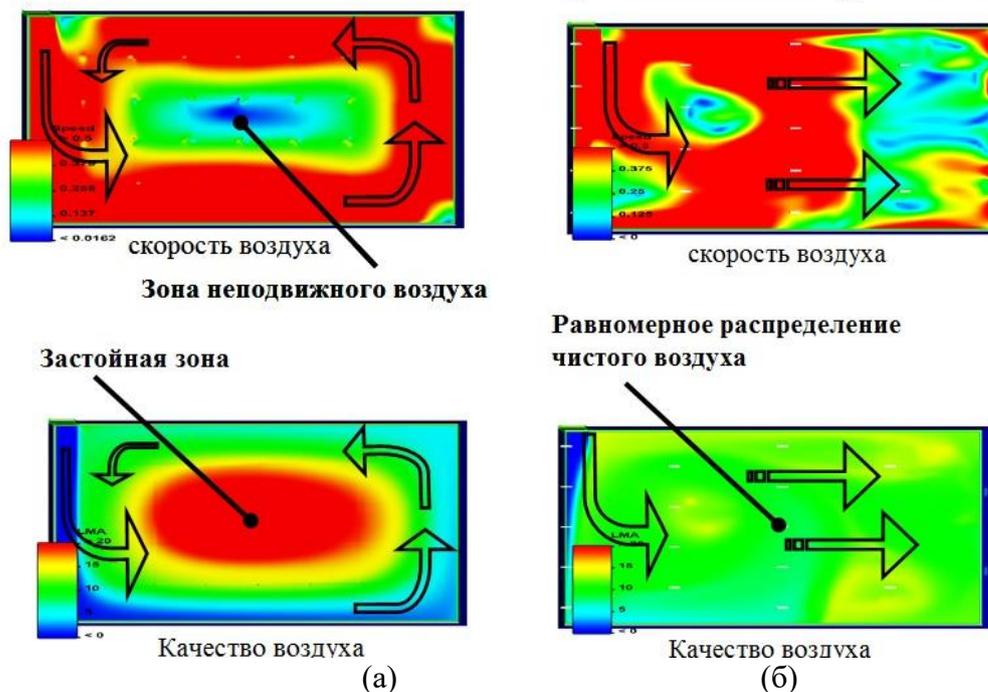


Рисунок 3 – Результаты CFD моделирования воздухораспределения при работе канальной и струйной вентиляции: а – канальная вентиляция, б – струйная вентиляция

На верхних рисунках показано исходное состояние воздуха внутри помещения автостоянки, а на нижних рисунках после включения и работу систем вентиляции. Как показала CFD модель, при работе струйной вентиляции в помещении автостоянки практически отсутствуют застойные зоны.

В настоящее время сам факт использование струйной вентиляции в помещении автостоянки позволяет повысить рейтинг проекта при оформлении сертификата Зеленого строительства.

Другой важной особенностью струйной вентиляции является заметное снижение энергопотребления по сравнению с аналогичными канальными системами.

Доля затрат энергии на кондиционирование и вентиляцию в энергетическом балансе производственных и общественных зданий может достигать в зависимости от назначения и времени года весьма существенных значений от 25 до 50% [7]. Для закрытых подземных и крытых автостоянок эта цифра может быть даже выше и достигать значений 60%.

В таблице 2 приведены данные по среднесуточному энергопотреблению систем вентиляции автостоянки 4000 м², оснащенной в одном случае традиционной канальной, а в другом струйной системой вентиляции.

Таблица 2 – Среднесуточное энергопотребление систем вентиляции автостоянки

Режим работы вентиляции	Канальная система вентиляции, кВт час	Струйная система вентиляции, кВт час		
		Вентиляторы притока и вытяжки	Струйные вентиляторы	Суммарная нагрузка
Круглосуточная работа с перерывом на 7 часов ночью	189,6	121,9	40,8	162,7
Работа по таймеру	110,6	71,1	23,8	94,9
Работа по сигналу	51,2	33,1	6,8	39,9

датчиков СО при постоянной работе приточной вентиляции				
Работа по сигналу датчиков СО, без постоянной работы приточной вентиляции	31,6	20,3	6,8	27,1

Преимущество струйной вентиляции в части энергоэффективности объясняется отсутствием аэродинамических потерь и утечек воздуха, характерных для традиционной канальной вентиляции, возникающих при движении воздуха по воздуховодам.

Сравнительная оценка вариантов проектных решений свидетельствует, что струйная вентиляция превосходит традиционную канальную вентиляцию по энергоэффективности во всех рассмотренных режимах работы примерно на 15%.

Удельное энергопотребление, отнесенное к 1 м² автостоянки, (см. таблицу 2) для канальной и струйной вентиляции представлено на рисунке 4.

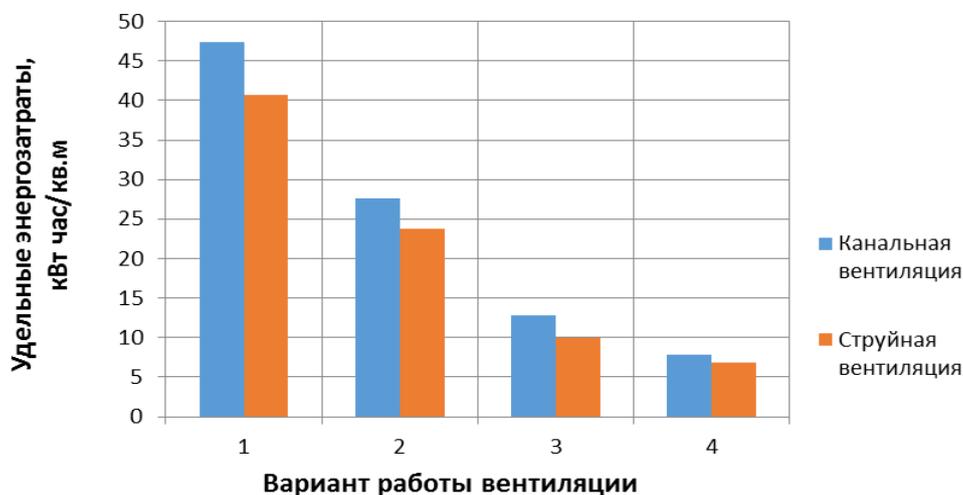


Рисунок 4 – График удельных среднесуточных энергопотреблений канальной и струйной вентиляции, работающей в режимах, перечисленных в таблице 2

Кроме вышеперечисленных струйные системы вентиляции и дымоудаления подземных автостоянок обладают целым рядом преимуществ, а именно:

- отсутствие воздуховодов;
- повышение безопасности эксплуатации автопарковки за счет создания бездымных эвакуационных зон по высоте парковки (высота потолка парковки не является фактором риска) [8, 9];
- уменьшение высоты потолков и повышение эффективности использования подземного пространства (за счет более плотной компоновки);
- возможность увеличения максимальной допустимой площади под пожарный отсек автостоянки с 3000 до 10000 м², что позволяет в 3 раза снизить количество вентиляционных шахт [5];
- снижение первоначальных затрат (за счёт стоимости воздуховодов и их монтажа);
- снижение эксплуатационных затрат (из-за отсутствия потерь давления и утечек воздуха в воздуховодах), исключения затрат на периодическую очистку воздуховодов;
- уменьшение разогрева потолков и других элементов гаража при пожаре;
- улучшение видимости при пожаре.

Впервые в России проект четырехэтажной подземной автостоянки, оснащенной реверсивной струйной вентиляцией, был реализован в Казани в 2018 году [10]. На рисунке 5 показано объемно-планировочное решение подземной автостоянки, на рисунке 6 – продольный разрез, на рисунке 7 – схема размещения струйных вентиляторов.



Рисунок 5 – Схема расположения подземной автостоянки на площади Пушкина в Казани

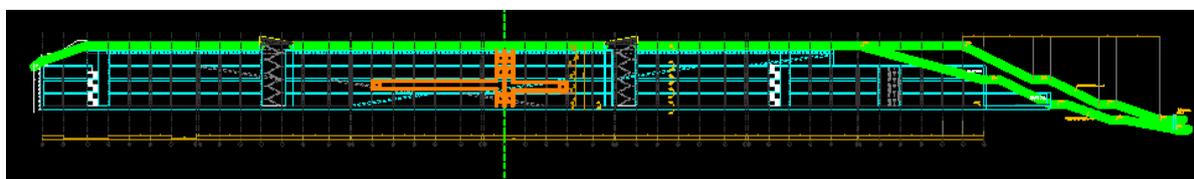


Рисунок 6 – Продольный разрез четырех этажной автостоянки

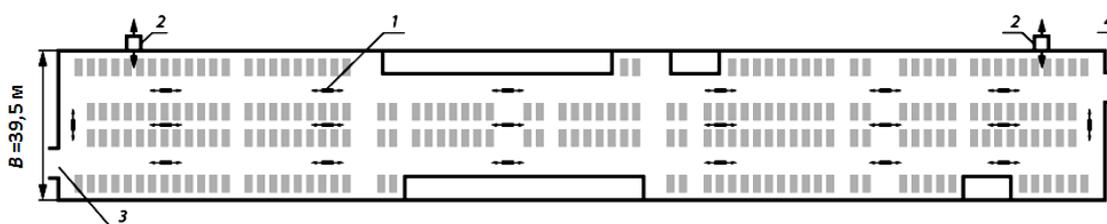


Рисунок 7 – Схема размещения струйных вентиляторов на -1 этаже автостоянки:
 1 – реверсивный струйный вентилятор; 2 – вентиляционные шахты притока-вытяжки;
 3 – въезд; 4 – выезд

Подземная автостоянка оснащена реверсивной струйной вентиляцией, принцип действия которой описан в [11]. Система вентиляции состоит из реверсивных струйных и реверсивных вентиляторов дымоудаления. Система автоматики в штатном и аварийном режимах выбирает направление воздушного потока, обеспечивающего минимальное распространение загрязняющих веществ в воздушной среде помещений автостоянки.

Проектирование системы струйной вентиляции осуществлялось в соответствии с [5], монтаж и пусконаладочные испытания в соответствии с [12].

В настоящее время система струйной вентиляции сдана заказчику и находится в эксплуатации.

Список литературы

1. Zenger, A. Tiefgaragenabluft – Analyse der Luftqualität sowie Entwicklung eines Modells zur Prognose der Emissionen. Tagungsband der VDI-Tagung: Neuere Entwicklungen bei der Messung und Beurteilung der Luftqualität 7. / A. Zenger, T. Gritsch, U. Höpfner, M. Sinn, P. Rabl, N.van derPütten, H. Gabler – 29.4.1999 in Heidelberg. Düsseldorf: VDI Verlag.

2. Zenger, A. Gesundheitliche Relevanz von Tiefgaragenemissionen. – Wohnmedizin, Heft 5, Oktober 1999.

3. VDI 2053 Air treatment systems for car parks. January 2004.
4. Волков, А. П. Экология и расчет воздухообмена подземных автостоянок / А. П. Волков, А. В. Свердлов, С. В. Рыков // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. – 2014. – № 3 – С. 9-16.
5. СП 300.1325800.2017. Системы струйной вентиляции и дымоудаления подземных и крытых автостоянок. Правила проектирования.
6. ГОСТ 12.1.005–88. Система стандартов безопасности труда. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.
7. Волков, А. П. Фактор энергоэффективности при выборе параметров системы вентиляции автостоянки закрытого типа / А. П. Волков, А. В. Свердлов, С. В. Рыков, М. А. Волков // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. – 2015. – № 3. – С. 28-36.
8. Свердлов, А. В. Расчетные методы проектирования продольных струйных систем вентиляции автостоянок закрытого типа / А. В. Свердлов, А. П. Волков, С. В. Рыков, М. В. Климович, М. А. Волков // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. – 2016. – № 4. – С. 23–32.
9. Вишневецкий, Е. П. Противодымная защита крытых и подземных автопарковок, оборудованные струйной (импульсной) вентиляцией / Е. П. Вишневецкий, А. П. Волков // Мир строительства и недвижимости. – 2012. – № 44. – С. 54-56 с.
10. Свердлов, А. В. Система реверсивной струйной вентиляции четырехэтажной подземной автостоянки в Казани / А. В. Свердлов, А. П. Волков. // Инженерные системы. – 2018. – № 4. – С. 20–22.
11. Волков, А. П. Реверс воздушного потока при продольной вентиляции и дымоудалении подземных и крытых автостоянок / А. В. Свердлов, А. П. Волков. // АВОК Вентиляция. Отопление. Кондиционирование. – 2015. – №1. – С. 34 – 38.
12. СТО НОСТРОЙ 2.15.194-2016. Инженерные сети зданий и сооружений внутренние. Системы струйной вентиляции и дымоудаления подземных и крытых автостоянок. Правила проектирования и монтажа, контроль выполнения, требования к результатам работ.

УДК 621.564:621.577

CHOICE OF ZEOTROPIC MIXTURES OF REFRIGERATORS FOR VAPOR-COMPRESSION HEAT PUMPS

ВЫБОР ЗЕОТРОПНЫХ СМЕСЕЙ ХЛАДАГЕНТОВ ДЛЯ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

Volchok V.A., Cand. Tech. Sc.	Волчок В.А., канд. тех. наук
Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine, 65039, Odessa, Kanatnaya Str., 112	Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, 65039, Одесса, ул. Канатная, 112
E-mail: recvicv@gmail.com	

Abstract

The issues of the use of heat pumps are considered taking into account the features of operation. The working bodies are analyzed and the optimal composition of a zeotropic mixture of coolants of heat pump equipment is analyzed.

Аннотация

Рассмотрены вопросы применения тепловых насосов с учётом особенностей эксплуатации. Проанализированы рабочие тела и проведен анализ оптимального состава зеотропной смеси хладагентов теплонасосной техники.

Применение тепловых насосов (ТН) даёт возможность преобразования низкопотенциальной теплоты в энергию более высокого потенциала, сэкономить невозобновляемые энергоресурсы, снизить до минимума загрязнение окружающей среды и удовлетворить нужды потребителей в высокопотенциальном тепле.

По различным оценкам низкое энергопотребление позволяет получить на 1 кВт фактически затраченной энергии 3-6 кВт тепловой энергии или до 2 кВт мощности по охлаждению. Такая высокая эффективность достигается тем, что ТН вовлекает в полезное использование низкопотенциальное тепло естественного происхождения (теплоту грунта, грунтовых вод, природных водоемов, солнечной энергии) и техногенного происхождения (теплоту промышленных стоков, технологических выбросов, очистных сооружений, вентиляции) с температурой от +3°C до +40°C, т.е. такое тепло, которое не может быть напрямую использовано для теплоснабжения [1].

Производство ТН в развитых странах мира, прежде всего, ориентировано на удовлетворение потребностей внутреннего рынка. ТН довольно интенсивно вытесняют традиционные способы теплоснабжения, основанные на сжигании органического топлива. Большую часть эксплуатируемого в мире теплонасосного оборудования составляют пароконденсационные ТН. В качестве рабочего тела в теплонасосных циклах используют хладагенты. В ТН имеется три основных агрегата (испаритель, конденсатор и компрессор) и три контура (хладоновый, водный низкопотенциального источника и водный отопления).

При проектировании теплонасосной техники на рабочих телах необходимо оценивать их преимущества и недостатки. К одним из достоинств ТН относится снижение капитальных затрат за счет отсутствия газовых взрывоопасных коммуникаций, увеличение безопасности жилища, возможность одновременного получения от одной установки отопления, горячего водоснабжения и кондиционирования.

Рабочие тела для холодильной и теплонасосной техники по-прежнему остаются в центре внимания, и обсуждение проблем, связанных с сопутствующими им озоновыми дырами и глобальным потеплением, не утихают. Озабоченность человечества глобальным потеплением климата на планете способствовала выработке рекомендаций и требований, предъявляемых к хладагентам четвертого поколения, отличительной особенностью которых является ограничение эмиссии парниковых газов. В эту группу вошли хладагенты с низким значением потенциала глобального потепления и природные хладагенты.

На сегодняшний день альтернативой природным хладагентам являются однокомпонентные вещества и смеси с низким значением потенциала глобального потепления (GWP).

Смеси представляют собой хорошую альтернативу для замены озоноопасных хладагентов. Смесь состоит из двух или более чистых рабочих жидкостей, и может быть зеотропная, азеотропная или близкой к азеотропной. Переходные хладагенты содержат в своем составе небольшую часть R22 или другие хлорсодержащие рабочие жидкости.

В обзоре [2] опубликован исчерпывающий литературный анализ испытаний и необходимых изменений в действующем оборудовании, в частности, в конструкциях компрессоров, теплообменников, регулирующих устройств и смазки. Проведенные испытания показали, что R410A имеет одинаковую или лучшую энергоэффективность по сравнению с R22. Для систем охлаждения наблюдалось ее увеличение на 1 – 7 %, а для систем обогрева – от уменьшения эффективности на 3 % до повышения на 7 %. До 5 % роста эффективности можно получить, используя противоточные теплообменники, чтобы приблизиться к термодинамическому циклу Лоренца, который позволяет использовать температурный глайд для испарителей и конденсаторов противоточного типа.

Смесевые хладагенты R407C и R410A - наиболее распространенные хладагенты, ис-

пользуемые в долгосрочных перспективных объектах, призванные, в конечном итоге, заменить все хлорсодержащие рабочие жидкости. R407C состоит из смеси хладонов R32, R125 и R134a (20/40/40 масс. %) и имеет большой температурный глайд ($\Delta T_{gl}=6,52$ K). R410A представляют собой смесь R32 и R125 (50/50 масс. %) и имеет минимальный температурный глайд ($\Delta T_{gl}=0,05$ K). При замене хладонов в уже существующих установках необходимо учитывать множество особенностей, поэтому возникает необходимость замены некоторых компонентов теплонасосных систем или проводить существенную реконструкцию при замене хладонов в существующих установках.

Определение энергетической эффективности парокомпрессионных ТН, работающих на зеотропных смесевых хладагентах, удовлетворяющих требованиям, предъявляемым к хладагентам последнего поколения, является важной задачей.

Из анализируемой группы хладонов можно отобрать три хладагента, которые приемлемы по экологическим требованиям. Это хладагенты R32, R134a и R152a. Наиболее безопасным с экологической точки зрения является хладагент R152a. Теплофизические характеристики близки к характеристикам хладона R12 и R134a. Хотя хладон R152a является хорошим заменителем хладона R12, однако в чистом виде он не используется из-за его горючести. Применяется R152a преимущественно в негорючих смесях хладагентов. Хладагент R152a токсикологически безопасен, термически и химически стабилен.

По экологическим характеристикам представляет интерес хладон R32, не содержащий в себе атомов хлора. По своим холодильным свойствам он схож с хладагентом R502 (R22/R115 48,8/51,2 масс.%) и R22. Однако в чистом виде не может рассматриваться как заменитель этих двух хладагентов, так как давления паров при сжатии слишком высокие. Кроме того R32 имеет пределы взрывоопасности (12,7 – 33,4 объемного % в воздухе), по этой причине он классифицируется как «высоковоспламеняемый». И напротив, R32 отлично подходит в качестве компонента смеси для альтернативных хладагентов. Так он уже применяется в составе многокомпонентных смесей хладагентов R407A – R407D, R410A и R410B [3].

Наилучшим выходом из сложившейся ситуации является использование смесей хладагентов из отобранных по экологическим характеристикам однокомпонентных веществ. В отечественных и зарубежных источниках опубликовано большое количество материалов, касающихся физико-химических свойств зеотропных смесей хладагентов. Ряд авторов отмечают, что зеотропные хладагенты имеют неизотермичность фазового перехода или температурный глайд. Температурный глайд может быть использован для повышения производительности, но для этого требуется изменение конструкции оборудования.

Преимуществом смесей является то, что они могут быть выполнены под каждую систему индивидуально, чтобы соответствовать конкретным потребностям. Температурный глайд для различных смесей является переменной величиной. Концентрации паровой и жидкой фаз зеотропной смеси в условиях термодинамического равновесия различаются, а изомеры под пограничной кривой в $\lg P-i$ координатах (давление – энтальпия) имеют наклон.

Работа с зеотропными хладагентами требует выполнения определенных правил, игнорирование которых при эксплуатации установки может привести к ряду нежелательных последствий. Это связано в первую очередь с возможностью изменением концентрации входящих в смесь компонентов в процессе заправки, что в конечном итоге повлияет на его термодинамические свойства.

Хладагенты, имеющие незначительные коэффициенты теплоотдачи, не могут работать также эффективно, как те, у которых коэффициенты теплоотдачи выше, несмотря даже на их термодинамическое преимущество. Однако усовершенствование конструкции может нивелировать это различие. Аналогичным образом смеси с большим глайдом, например, R407E ($\Delta T_{gl}=7,26$ K), могут не достигать производительности, указанной для конструкций теплообменников с поперечным потоком (например, для воздуха и, реже, для воды, движущейся перпендикулярно потоку хладагента), но могут превзойти ее в теплообменниках с противотоком [4, 5].

В качестве рабочих тел закрытого теплосилового контура ТН можно рассматривать озонобезопасные бинарные зеотропные смеси R32/R134a и R32/R152a. Особенностью при-

менения хладагента R32 заключается в высоком значении давления (до 4,9 МПа при температуре 70°C). Для поршневых компрессоров, используемых в теплонасосной и хладотехнике, максимальные рабочие давления до 2,8 МПа. Этот фактор учитывался при выборе состава зеотропной смеси хладагентов. Были проведены расчеты смесей хладагенов R32/R134a и R32/R152a с различной концентрацией компонентов. Определен состав смеси, для которой при достаточно высокой производительности (в сравнении с R12), рабочие давления находятся в допустимых пределах. Это возможно при содержании хладагента R32 в смеси до 30%. Так для хладагента R32/R134a (30/70) давление конденсации при температуре 63°C составляет 2,5 МПа, для смеси R32/R152a (30/70) – 2,1 МПа. Проведенный анализ показывает, что рассмотрение смесей с содержанием в смеси хладагента R32 более 30% нецелесообразно.

Список литературы

1. Янтовский, Е. И., Левин, Л. А. Промышленные тепловые насосы. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 128 с.
2. Minor, В. Н. R410A and R407C design and performance – a literature review [Text] / В. Н. Minor // Proc. of the Earth Technologies Forum, Arlington, Va., Alliance for Responsible Atmospheric Policy, 2004.
3. Волчок, В. О. Термодинамічні властивості альтернативних холодоагентів серії R400: автореф. дис. ... канд. техн. наук: (спец. 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика: захист 03.07.2013) / Волчок Віктор Олександрович; наук. кер. М. І. Лапардін. – О., 2013. – 17 с.
4. Антаненкова, И. С. Термодинамическая эффективность теплонасосных установок / И. С. Антаненкова, А. А. Сухих // Вестник Международной академии холода. – 2013. – № 1. – С.43-47.
5. Zhao, L. Thermodynamic analysis of organic Rankine cycle using zeotropic mixtures / L. Zhao, J. Bao // Applied Energy. – Vol. 130. – 2014. – P. 748-756.

УДК 536.242

COOLING OF ELEMENTS OF REFRIGERATION SYSTEMS AND FOOD PRODUCTS USING ELECTROPHYSICAL METHODS

ОХЛАЖДЕНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ СИСТЕМ И ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭЛЕКТРОФИЗИЧЕСКИХ МЕТОДОВ

<p>Babakin B.S.^a, Doct. Tech. Sc., professor Voronin M.I.^b, Cand. Tech. Sc., associate professor Malev R.Y.^c Mejevov A.V.^d</p>	<p>Бабакин Б.С.^a, док.тех. наук, профессор Воронин М.И.^b, канд.тех.наук, доцент Малёв Р.Ю.^c Межевов А.В.^d</p>
<p>Federal state budgetary educational institution of higher education "Moscow state University of food production", Russia, 125080, Moscow, Volokolamsk highway, 11</p>	<p>Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский государственный университет пищевых производств», Россия, 125080, Москва, Волоколамское шоссе, 11</p>
<p>E-mail: a – holod@mgupp.ru; b – aspirantpp@yandex.ru; c – fairytown@rambler.ru; d – andrey_mejevov@mail.ru</p>	

Abstract

An important task of efficient use of electricity in the food industry is to reduce costs in the production of cold, which is currently spent almost 20% of the electricity produced in the world. Heat transfer processes play an important role in saving energy use in the food industry. From the correct choice of the latter, the efficiency of the entire process of refrigeration and minimizing energy costs significantly depends. The cooling of sausages is considered in the work. To prevent losses of the product from microbiological spoilage, it is necessary to pass the temperature range from 75 to 15 °C at the maximum possible speed. The amount of water consumed by the cooling process is large and the energy consumption is high. But if you reduce the size of the aerosol droplets and ensure their reliable adhesion to the surface of the product heat increases, and energy costs are reduced. In practice, various methods of cooling sausages are used. In particular, the formation of boundary layers on the surface of sausages using external heat carriers, which increase the heat due to more intense heat transfer. These include methods of controlling the flow of hydroaerosol with electrogasdynamic (EGD) devices. We have created a stand to improve the process of cooling the elements of refrigeration systems and food products with the help of hydroaerosol flows obtained by means of electric fields, ensuring uniform distribution of the latter on the surface. The method makes it possible to form a uniformly distributed drip liquid on the surface of the product with adjustable droplet sizes.

Аннотация

Важной задачей эффективного использования электроэнергии в пищевой промышленности является снижение затрат при производстве холода, на получение которого, в настоящее время, тратится почти 20% электроэнергии производимой в мире. Процессы теплопередачи занимают важное место в экономии использования энергии в пищевой промышленности. От правильного выбора последних существенно зависит эффективность всего процесса холодильной обработки и минимизация энергозатрат. В работе рассмотрено охлаждение колбасных изделий. Для предотвращения потерь продукта от микробиологической порчи необходимо с максимально возможной скоростью пройти диапазон температур от 75 до 15 °C. Количество воды, расходуемой на процесс охлаждения велико, а энергозатраты высоки. Но если уменьшить размер капель аэрозоля и обеспечить надежную адгезию их с поверхностью продукта теплосъем увеличивается, а затраты энергии снижаются. На практике используются различные методы охлаждения колбасных изделий. В частности, формирование пограничных слоёв на поверхности колбасных изделий с использованием внешних теплоносителей, повышающих теплосъем за счёт более интенсивной теплоотдачи. К таковым относятся методы формирования потоков гидроаэрозолей при помощи электрогазодинамических (ЭГД) устройств. Нами создан стенд для совершенствования процесса охлаждения элементов холодильных систем и пищевых продуктов с помощью гидроаэрозольных потоков, получаемых при помощи электрических полей, обеспечивающих равномерное распределение последних по поверхности. Метод позволяет формировать на поверхности продукта равномерно распределённую капельную жидкость с регулируемыми размерами капель.

В связи с увеличением объёмов производства необходимо найти пути решения задач интенсификации теплосъёма для охлаждения пищевых продуктов. Нами предложен подход, основанный на формировании и регулировании параметров окружающей среды взаимодействующей с колбасными изделиями.

Нами спроектирована и создана экспериментальная установка, в основу разработки которой положен модульный принцип. Это обеспечило мобильность и возможность быстрой адаптации её для выполнения различных работ. На рисунке 1 представлена блок-схема стенда, включающего в себя: испытательный блок, блок поддержания и подачи теплоносителя заданной температуры, блок подготовки и подачи водо-воздушной смеси и контрольно-измерительный регулирующий блок.

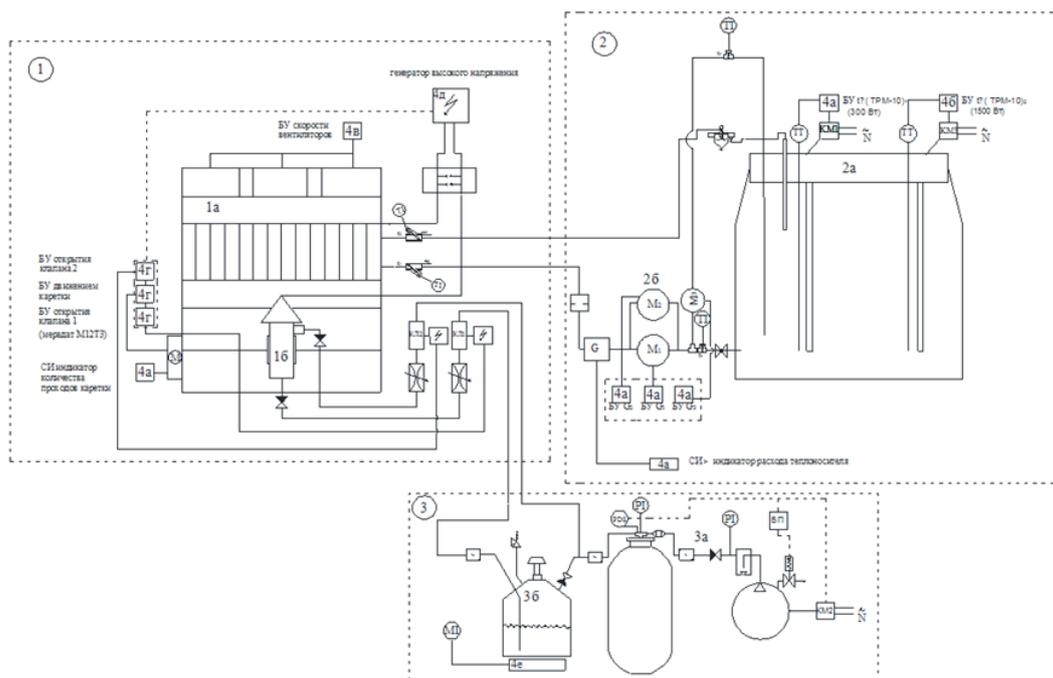


Рисунок 1 – Блок-схема экспериментальной установки

Поток жидкости подаётся в форсунку аксиально. Винтообразный завихритель со скошенными каналами создаёт круговое вращение (завихрение) потока, который вылетает через очень узкое сечение сопла (порядка 2 мкм), которое является самым узким свободным сечением геометрии форсунки. Аксиальные полуконусные форсунки дают самую мелкую каплю среди всех гидравлических форсунок и обеспечивают конусообразный распыл. Для повышения эффективности добавлен второй канал, по которому осуществлялся барботаж.

Для определения размеров капель использовался метод сравнения. На стальной лист распылялась водо-воздушная смесь. Для сравнения использовалась трубка подачи жидкости с отверстием и без него, при этом использовался ручной насос. Полученные листы были отсканированы с разрешением 1200 dpi, что соответствует разрешению 9921*14031 пиксель, при размере сканируемой поверхности 210*297 мм (стандарт А4). Разрешение до 10 мкм. Для дальнейшей работы были выбраны варианты гидроаэрозолей с средней дисперсностью 7 мкм и расходом воды 9мл/мин.

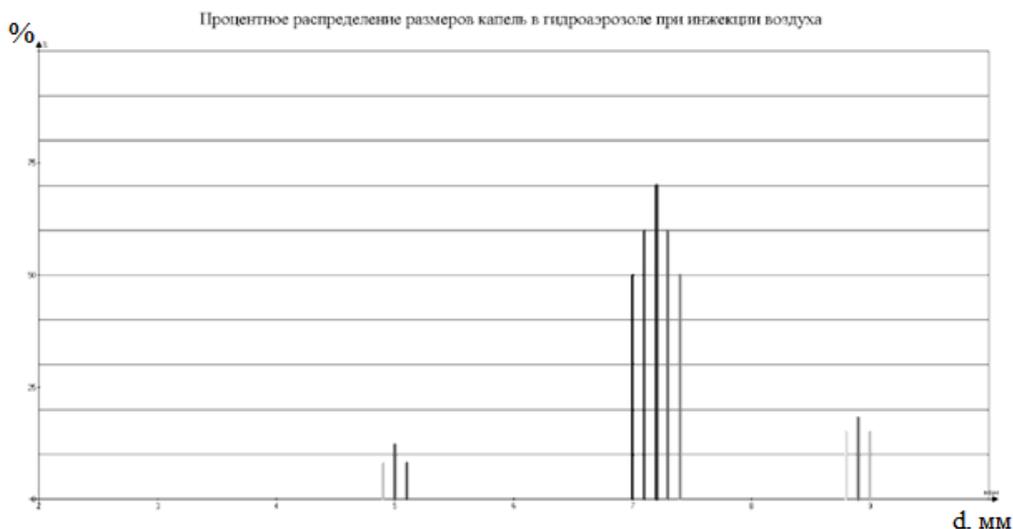


Рисунок 2 – Процентное распределение размеров капель в гидроаэрозоле при инъекции воздуха

Анализ полученных результатов показал, что для отвода теплоты с поверхности колбасного изделия используются капли жидкости гидроаэрозоля размером 7 ± 3 мкм. Ещё один метод интенсифицировать теплоотдачу состоял в том, что устанавливается специальный алгоритм работы форсунки, при котором гидроаэрозоль подаётся в точки максимальных температур на поверхности объекта. В качестве управления форсункой используется теплограмма, получаемая тепловизором.

Разработанный метод наложения позволяет регулировать процесс испарения влаги с поверхности колбасного изделия а, следовательно, обеспечить возможность управления процессом теплосъёма. По результатам технологических исследований разработана принципиальная схема промышленного образца камеры аэрозольного охлаждения колбасных изделий.

Внедрение аэрозольного охлаждения позволит интенсифицировать процесс, увеличить выход варёных колбас за счёт снижения потерь их массы, снизить расход воды и затраты на получение холода, а также сократить время охлаждения продукции.

Использование гидроаэрозолей для интенсификации теплосъёма с поверхности пищевых продуктов является перспективным направлением, позволяющим получать частицы с размером до 7 ± 3 мкм, что может найти широкое применение в холодильных системах и технологии охлаждения пищевых продуктов.

Авторами разработан стенд и проводятся исследования по использованию электрогидроаэрозолей (ЭГА), показывающие широкие перспективы их использования в приведённых направлениях. Результаты исследований будут опубликованы в дальнейших работах.

Список литературы

1. Патент SU №1463345 А1. Способ генерирования и уноса жидкого электроаэрозоля и устройство для его осуществления / М. И. Воронин, Ф. М. Сажин. – Бюл. №9. – 3 с.
2. Патент SU №1465129 А1. Генератор заряженного аэрозоля / И. П. Верещагин, Л. М. Макальский, А. М. Болога. – Бюл. №10. – 3 с.
3. Патент SU №1752306. Электроаэрозольный распылитель / И. Ф. Бородин, А. В. Савушкин. – Бюл. №29. – 3 с.
4. Куцакова, В. Е. К расчёту времени гидроаэрозольно-испарительного охлаждения тушек птицы / В. Е. Куцакова, С. В. Фролов, Н. Ф. Крупенкова // Вестник международной академии холода. – 1999. – № 2.
5. Куцакова, В. Е. О выборе параметров гидроаэрозольно-испарительного охлаждения колбасных изделий после тепловой обработки / В. Е. Куцакова, С. В. Фролов, В. Л. Кипнис. // Вестник международной академии холода. – 2001. – Вып. 3.
6. Фукс, Н. А. Механика аэрозолей. – М., 1955.

УДК 66.061.3:538.868

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТЕМПЕРАТУРЫ ПРИ МИКРОВОЛНОВОМ ЭКСТРАГИРОВАНИИ

SELECTION OF OPTIMAL TEMPERATURE PARAMETERS DURING MICROWAVE EXTRACTION

Heorhiiesh K.V. , Cand. Tech. Sc.	Георгиеш Е.В. ^{1а} , канд. техн. наук
Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine, 65082, Odessa, Dvoryanska Str., 1/3	Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, 65082, Одесса, ул. Дворянская, 1/3
E-mail: georgiesh.kat@gmail.com	

Abstract

An important role in the selection of rational technological parameters of the material processing process in a microwave field is the possibility of predicting the temperature values inside the plant material. Under the conditions of a microwave field, it is rather difficult to control the process. However, the research results allow to select the range of optimal temperature parameters at which the maximum effect from the process of processing the sample is achieved. The results of experimental studies of the yield of the target component (TC) give a temperature range from 30 to 60 °C, and for hard-to-recover substances 95°C.

Аннотация

Важную роль при выборе рациональных технологических параметров процесса обработки материала в микроволновом поле играет возможность прогнозирования значений температуры внутри растительного материала. В условиях действия микроволнового поля достаточно сложно контролировать процесс нагрева, что связано с его особенностями. Однако результаты исследований позволяют выделить диапазон оптимальных параметров температуры, при которых достигается максимальный эффект от процесса обработки исследуемого образца. Результаты экспериментального исследования выхода целевого компонента (ЦК) указывают на диапазон температур от 30 до 60 °C, а для трудноизвлекаемых веществ 95°C.

Мировая тенденция применения безопасных химических средств в борьбе с вредителями указывает на необходимость поиска альтернативных средств борьбы, которые не накапливаются в почве и не оказывают вреда человеку. Решением поставленной проблемы может стать получение пестицидов из растительного материала. Известно достаточно большое количество методик получения экстрактов, но каждая из них имеет ряд недостатков. Наряду с традиционными методами хорошо зарекомендовали современные интенсивные методы, позволяющие ускорить процесс выхода целевых компонентов из материала, увеличить объем получаемого экстракта, а также снизить количество необходимого растворителя, что может существенно снизить затраты на процесс [1].

Извлечение биологически активных веществ (БАВ) из растительных материалов в экстрагент является основной стадией получения экстрактов. От эффективности извлечения БАВ зависит степень чистоты получаемого продукта, его качество и себестоимость. Процессы переноса теплоты и массы в материале зависят от его температуры, значение которой определяет эффективность диффузионного переноса в структуре тела, а также лимитирует уровень нагрева вследствие того, что не все БАВ являются термостабильными веществами [2].

Обработка растительного материала в микроволновом поле имеет свою специфику, которая связана с особенностями преобразования электромагнитной энергии во внутреннюю энергию тела. Понимание объемного характера нагрева, процесса поглощения энергии телом различной формы, толщины, влияния диэлектрических характеристик является основой для развития эффективной технологии. В промышленной практике в мире используются микроволны с частотой 2,45 ГГц. Такую частоту получают с помощью магнетронов. В диапазоне микроволн имеет место нагрев, получивший название микроволновый, причиной которого является поляризационный эффект [3].

Растительный материал является, как правило, чистым электрическим изолятором. Этот материал способен к накоплению и диссипации энергии при взаимодействии с электромагнитным полем. Диэлектрические свойства играют определяющую роль при взаимодействии электрического поля с продуктом. Наиболее просто механизм преобразования микроволнового поля во внутреннюю энергию полярного диэлектрика можно описать следующим образом: диэлектрические потери при микроволновой частоте обусловлены в основном полярными молекулами воды. Дипольная молекула под действием внешнего электрического поля приобретает крутящий момент (момент вращения), образованный парой зарядов. Под действием момента вращения диполь ориентируется в направлении поля, меняется с микроволновой частотой. При этом энергия микроволнового поля превратится во внутреннюю энер-

гию тела [4]. Таким образом, микроволновый нагрев позволяет осуществить объемную энергию, избежав перегревов и неоднородностей. Интенсивный выход биологически активных веществ объясняется однонаправленностью градиента температуры и давления, что невозможно осуществить при любом другом способе извлечения.

Изучение кинетики процесса экстрагирования в аппарате микроволнового экстрагирования в зависимости от температуры подаваемого экстрагента показало, что температура подаваемого экстрагента не влияет на полноту извлечения сухих водорастворимых веществ, но оказывает значительное влияние на продолжительность процесса экстрагирования.

С увеличением температуры экстрагента начинается интенсивное образование газовых пузырьков на границах раздела и интенсивность передачи микроволновой энергии падает. Поэтому, максимальный выход биологически активных веществ происходит при температуре $30\div 60$ °С. При экстрагировании необходимо учитывать повышение температуры экстрагента за счет поглощения микроволновой энергии и следить за тем, чтобы температура экстракта не превышала допустимых значений. Однако Рутрей и Орнат [5] утверждают, что эффективность выхода ЦК увеличивается с увеличением температуры до достижения оптимального значения, а затем начинает уменьшаться с дальнейшим повышением температуры: это происходит потому, что выбор идеальной температуры экстракции напрямую связан с установкой процесса во времени и, следовательно, с выходом целевого компонента.

Анализ экспериментальных данных показал, что максимальный выход целевого компонента достигается при диапазоне температур $30\div 70$ °С, для трудноизвлекаемых веществ 95°С. Таким образом, для получения экстракта лактуцерина из молокана дикого достаточно получения температуры экстракта 35°С, при мощности 160 Вт, а для выхода аллицина из чеснока, который является термолабильным веществом, нагрев проводился до 30°С. В то время как хелидонин, действующее вещество чистотела, достаточно устойчиво к высоким температурам (до 135°С), что позволяет проводить процесс обработки достаточно глубоким, время экспозиции 5 мин, при мощности магнетрона 630 Вт.

Полученные данные подтверждаются рядом работ по другим видам получаемых экстрактов, так например в работе Ли приведены оптимальные условия получения антиоксидантов из плодов гордония подмышечная – 40°С и 400 Вт [6]. В работе Чана приведены результаты выделения флавоноидов из листьев какао при температуре экстракции 50 и 70 °С.

В табл. 1 приведены данные выхода целевого компонента, полученные с учетом геометрических и физических характеристик процесса экстрагирования. Полученный результат хорошо коррелируется с экспериментальными данными работы [7], в которой исследовалось извлечение бетулина из технической бересты с применением МВ поля при температуре экстрагирования 70 °С, приводя к развитию поля избыточного давления в материале [8] и соответственно интенсифицирует перенос массы.

Таблица 1 – Зависимость концентрации целевого компонента от размера частицы

Время обработки, с	Радиус частицы, мм				
	2	4	6	8	10
	Концентрация ЦК С, кг/м ³				
30	0,0542007	0,0973552	0,1197107	0,1291849	0,1306664
120	0,0022631	0,0211168	0,0459330	0,0681498	0,0866511
210	0,0000945	0,0045796	0,0174255	0,0340541	0,0511833
300	0,0000039	0,0009932	0,0066107	0,0170132	0,0301449
390	$1,6474 \cdot 10^{-7}$	0,0002154	0,0025079	0,0084997	0,0177527
480	$6,8787 \cdot 10^{-9}$	0,0000467	0,0009514	0,0042464	0,0104547
570	$2,8721 \cdot 10^{-10}$	0,0000101	0,0003609	0,0021215	0,0061569
660	$1,1992 \cdot 10^{-11}$	0,0000022	0,0001369	0,0010599	0,0036259

Анализ расчетного значения относительной концентрации выхода целевого компонента (масла) показал, что наиболее интенсивно выход целевого компонента происходит при размере измельченного материала до 10 мм, если усреднить значение размера частицы и принять для дальнейшего рассмортения размер 6 мм, то видно, что максимальный выход ЦК наблюдается с 30 до 300 с, что доказывает сокращение времени обработки при использовании микроволновых технологий по сравнению с традиционными методами (от 3 часов до 48 часов при настаивании), что объясняется влиянием диффузионного переноса в структуре тела, который зависит от температуры внутри тела, а благодаря эффекту селективного и объемного нагрева в микроволновом поле значение коэффициента диффузии, характеризующего скорость протекания процесса выше, чем при традиционном ($D=10^{-6}.. 10^{-9}$ м²/с для условий микроволнового поля и $D=10^{-10}.. 10^{-11}$ м²/с для других методов) [7,9,10].

Выводы

Изменение температуры растворителя и обрабатываемого материала непосредственно зависит от мощности магнетрона камеры, как правило, повышение выхода и сокращение времени экстракции, достигаются при максимальном значении мощности (в большинстве случаев это 900 Вт), но с другой стороны, высокая микроволновая мощность может привести к плохому выходу целевого компонента из растительного скелета в растворитель из-за разрушения термочувствительных соединений. Кроме того, быстрый разрыв клеточной стенки происходит при высокой температуре обработке при использовании большей мощности, и в результате примеси может также вымываться в растворитель вместе с желаемым растворенным веществом. Поэтому важно правильно выбрать мощность МВ поля, чтобы минимизировать время необходимо достичь заданной температуры и избежать «ударов» температура при экстракции. Кроме того, при передержке в микроволновой печи было обнаружено, что излучение даже при низкой температуре или низкой рабочей мощности уменьшает выход экстракции из-за потери химической структуры активных соединений.

Список литературы

1. Lijun Wang. Recent advances in extraction of nutraceuticals from plants [Text] / Lijun Wang, Curtis L. Weller // Trends in Food Science & Technology. – 2006. – № 17. – P. 300-312.
2. Бутиков, В. В. Интенсификация процессов в массообменном оборудовании химических производств наложением электрических полей [Текст] / В. В. Бутиков // Электронная обработка материалов. – 1983. – № 4. – С. 30- 32.
3. Whittaker, A. G. Diffusion in microwave-heated ceramics [Text] / A. G Whittaker // Chem. Mater, 2005. – Vol. 17. – P. 3426-3432.
4. Yin, D. The dispersion and solid-state ion exchange of ZnCh onto the surface of NaY zeolite using microwave irradiation [Text] / D. Yin // Microporous and Mesoporous Materials, 1998. – Vol. 24. – P. 123-126.
5. Routray, W. Microwave-assisted extraction of flavonoids [Text] / W. Routray, V. Orsat. // Food Bioprocess Technol. – 2011. – № 5(2). – P. 1-16
6. Ya Li. Microwave-Assisted Extraction of Natural Antioxidants from the Exotic *Gordonia axillaris* [Text] // Optimization and Identification of Phenolic Compounds Molecules. – 2017. – № 22. – P. 348-354. – doi:10.3390/molecules22091481.
7. Коптелова, Е. Н. Извлечение экстрактивных веществ и бетулина из бересты при воздействии СВЧ-поля [Текст] / Е. Н. Коптелова, Н. А. Кутакова, С. И. Третьяков. // Химия растительного сырья. – 2013. – № 43. – С. 159-164.
8. Лыков, А. В. Теория сушки [Текст] / А. В. Лыков. – М.: Энергия, 1968. – 472 с.
9. Gabriel Abraham Cardoso-Ugarte. Microwave-assisted Extraction of Essential Oils from Herbs [Text] / Gabriel Abraham Cardoso-Ugarte, Gladys Paola Juárez-Becerra, María Elena Sosa-Morales, Aurelio López-Malo // Journal of Microwave Power and Electromagnetic Energy. – 2013. – № 47 (1). – P. 63-72.
10. Ушанова, В. М. Экстрагирование древесной зелени и коры пихты сибирской сжиженным диоксидом углерода и водно-спиртовыми растворами / В. М. Ушанова, С. В. Ушанов. – Красноярск, 2009. – 191 с.

STUDY OF HYDRODYNAMICS OF HEAT AND MASS TRANSFER DEVICES OF LIFE SUPPORT SYSTEMS FROM THE PROPERTIES OF THE ABSORBENT

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ АППАРАТОВ СИСТЕМ ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ ОТ СВОЙСТВ АБСОРБЕНТА

Danko V.P. , Cand. Tech. Sc., associate professor	Данько В.П. , канд. тех. наук, доцент
Kuban State Technological University, 2, Moskovskaya street, Krasnodar, 350072	Кубанский государственный технологический университет, Россия, 350072, г. Краснодар, ул. Московская, 2
E-mail: vladislav.danko@mail.ru	

Abstract

The physical processes in the absorption heat and mass transfer devices with a mobile nozzle have been performed experimentally. The ratio between specific humidity change of atmospheric air in the absorber x^2_{gas} and the initial specific humidity with different value x^1_{gas} was founded.

Lithium bromide solution (Li-Br) was used as absorbent in the experimental works. The efficiency of the absorption process increases with the increasing concentration of the absorbent. It was concluded that for initial specific humidity of atmospheric air $x^1_{gas} = 11...20$ gr/kg solar absorption system provides quite effective decreasing of the specific humidity of this air flow.

In this work experimentally was proven, that using of the absorption systems contributes to solving problem of the comfortable air-condition creating in the wide range of the parameters of outside air ($x_{gas} = 13...20$ gr/kg, and $t = 25...40$ °C). Proposed solar systems for air-condition systems for south areas of Russia were showed.

Аннотация

Выполнен анализ физических процессов, протекающих в абсорбционных теплообменных аппаратах с подвижной насадкой (АПН), путем экспериментального их исследования. Получены зависимости изменения влагосодержания воздуха в абсорбере x^2_z для различных значений начального влагосодержания воздуха x^1_z .

В качестве абсорбента использовался литиево-бромистый раствор (Li-Br). С ростом концентрации раствора абсорбента эффективность процесса абсорбции возрастает. В рассмотренном диапазоне начальных значений влагосодержания наружного воздуха $x^1_z = 11...20$ г/кг солнечная абсорбционная система обеспечивает достаточно эффективное снижение влагосодержания воздушного потока.

В работе экспериментально доказано, что использование изученных абсорбционных систем решает задачу обеспечения комфортного кондиционирования в широком диапазоне параметров наружного воздуха ($x_z = 13...20$ г/кг, при $t = 25...40$ °C). Проиллюстрированы возможности предлагаемой солнечной системы при использовании ее для кондиционирования воздуха в условиях юга России.

В условиях глобального экономического кризиса наиболее актуальными, в настоящий момент, являются вопросы энергосбережения и создания технических устройств, рабочие вещества и принцип действия которых являются экологически безопасными и энергоэффективными. Перечисленным выше требованиям соответствуют солнечные абсорбционные холодильные системы на основе теплообменных аппаратов с подвижной насадкой, в от-

личие от традиционных компрессионных холодильных систем [1, 2, 3]. Однако, в мировой и отечественной литературе отсутствует анализ процессов, протекающих в абсорбционных теплообменных аппаратах [4, 5, 6]. Цель данной статьи состоит в изучении физических процессов, протекающих в абсорбционных теплообменных аппаратах с подвижной насадкой на основании их экспериментального исследования.

Процесс восстановления раствора абсорбента играет определяющую роль в поддержании непрерывности абсорбционного цикла. Для экспериментального изучения характеристик абсорбционного цикла был использован стенд [1, 2], который представляет собой колонну цилиндрической формы, состоящую из набора прозрачных царг диаметром $D_k \approx 0,2$ м и высотой $H_k = 1$ м. С учетом высоты опорно-распределительной решетки высота рабочей зоны колонны составляет 0,95 м. Внутри абсорбционной колонны размещена опорно-распределительная решетка ОРР со слоем подвижной насадки ПН и водораспределитель с варьируемым расположением по высоте колонны. Эффективная площадь опорно-распределительной решетки $f_{орр} = 75\%$, высота рабочей зоны $H_{ст} = 0,5$ м. Возможности стенда: расходы теплоносителей и теплофизические параметры изменялись в диапазонах: $w_r = 2,0...4,0$ м/с (осушаемый в абсорбере воздушный поток), $q_{ж} = 5...35$ м³/(м² ч) (удельный расход абсорбента); температура и относительная влажность наружного воздуха: $t_r = 30$ °С, $x_r = 11...20$ г/кг; начальная концентрация раствора абсорбента (крепкий раствор) 64 %. В опытах использовали полые целлулоидные частично заполненные водой шары со значением $\rho_{эн} = 400$ кг/м³.

В качестве абсорбента использовался литиево-бромистый раствор (Li-Br). Подготовку раствора Li-Br требуемой концентрации и поддержание начальной концентрации этого раствора в процессе исследований обеспечивал контур десорбции (восстановления абсорбента), который включал: колонну пленочного типа с подвижной насадкой, два бака-аккумулятора – емкости для крепкого и слабого растворов абсорбента; теплообменник (внутренняя рекуперация теплоты, путем обмена между слабым холодным и крепким горячим растворами абсорбента); воздухонагреватель и нагреватель слабого раствора абсорбента, обеспечивающие требуемую температуру регенерации раствора абсорбента.

Полученные результаты представлены на рисунке 1 в виде зависимостей изменения влагосодержания воздуха в абсорбере АПН x^2_r для различных значений начального влагосодержания воздуха x^1_r . Приведенная концентрация раствора \square^* здесь есть отношение рабочей концентрации к предельно возможной, соответствующей линии кристаллизации. С ростом концентрации раствора абсорбента эффективность процесса абсорбции возрастает. В рассмотренном диапазоне начальных влагосодержаний наружного воздуха $x^1_r = 11...20$ г/кг солнечная абсорбционная система обеспечивает достаточно эффективное снижение влагосодержания воздушного потока, позволяющее эффективно использовать испарительное охлаждение в охладительном контуре системы.

На рисунке 2А показан результат осушения воздуха в абсорбере при различных значениях исходного влагосодержания воздуха и величинах концентрации абсорбента. Применительно к разрабатываемым солнечным системам на примере задачи кондиционирования воздуха ССКВ на рисунке 2Б на Н/Х диаграмме влажного воздуха проиллюстрированы возможности такой солнечной системы при использовании ее для кондиционирования воздуха, в условиях юга России. В случае, когда исходное влагосодержание воздуха не превышает 16...17 г/кг (расчетные параметры Б и В) солнечная система обеспечивает осушение воздушного потока (процессы А-2а, Б-2б, В-2в показаны с некоторым возрастанием температуры в процессе абсорбции; приближение к изотермичности процесса осушения воздуха повышает эффективность процесса осушения, но сопряжено с некоторым ростом энергозатрат на охлаждение воды в технологической ГПН, обслуживающей абсорбер) вполне достаточное для последующего получения комфортных параметров воздуха в воздухоохладителе ВПН (процессы 2а-3а, 2б-3б, 2в-3в). Когда x^1_r выше 17 г/кг, осушенный воздушный поток может быть разделен на две части, одна из которых обеспечивает получение холодной воды в градирне ГПН (процесс 7а-8а) для предварительного охлаждения осушенного воздуха в воздухо-водяном теплообменнике (процесс 2а-4а) и последующего охлаждения в ВПН (процесс 4а-5а) с

получением требуемых комфортных параметров в помещении. Отметим, что для юга России начальное влагосодержание воздуха находится в пределах до 17 г/кг.

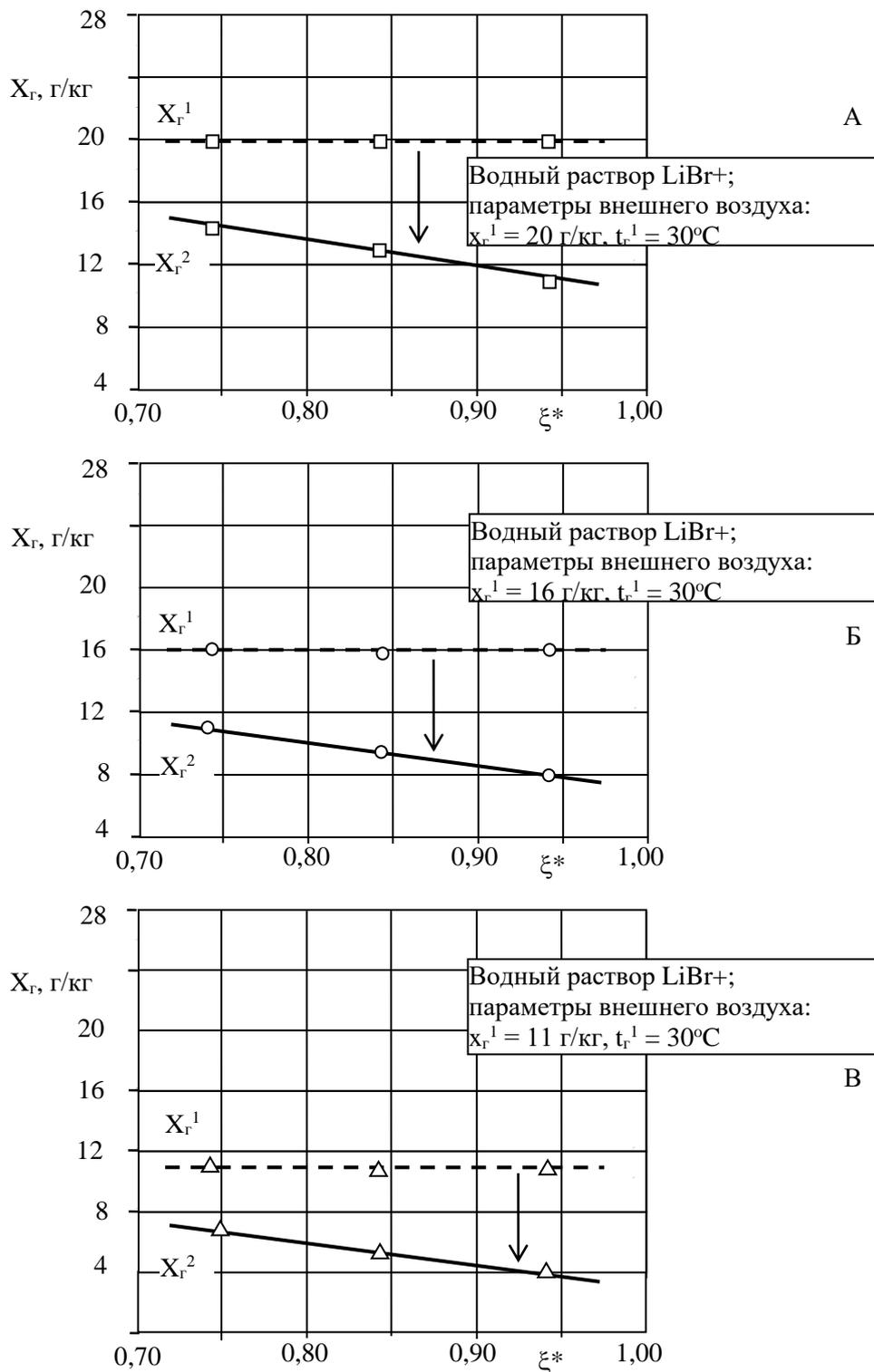


Рисунок 1 - Зависимость изменения влагосодержания воздуха в абсорбционной колонне от приведенной концентрации раствора и влагосодержания внешнего воздуха.

Начальное влагосодержание воздуха $x_r^1 = 11, 16$ и 20 г/кг.

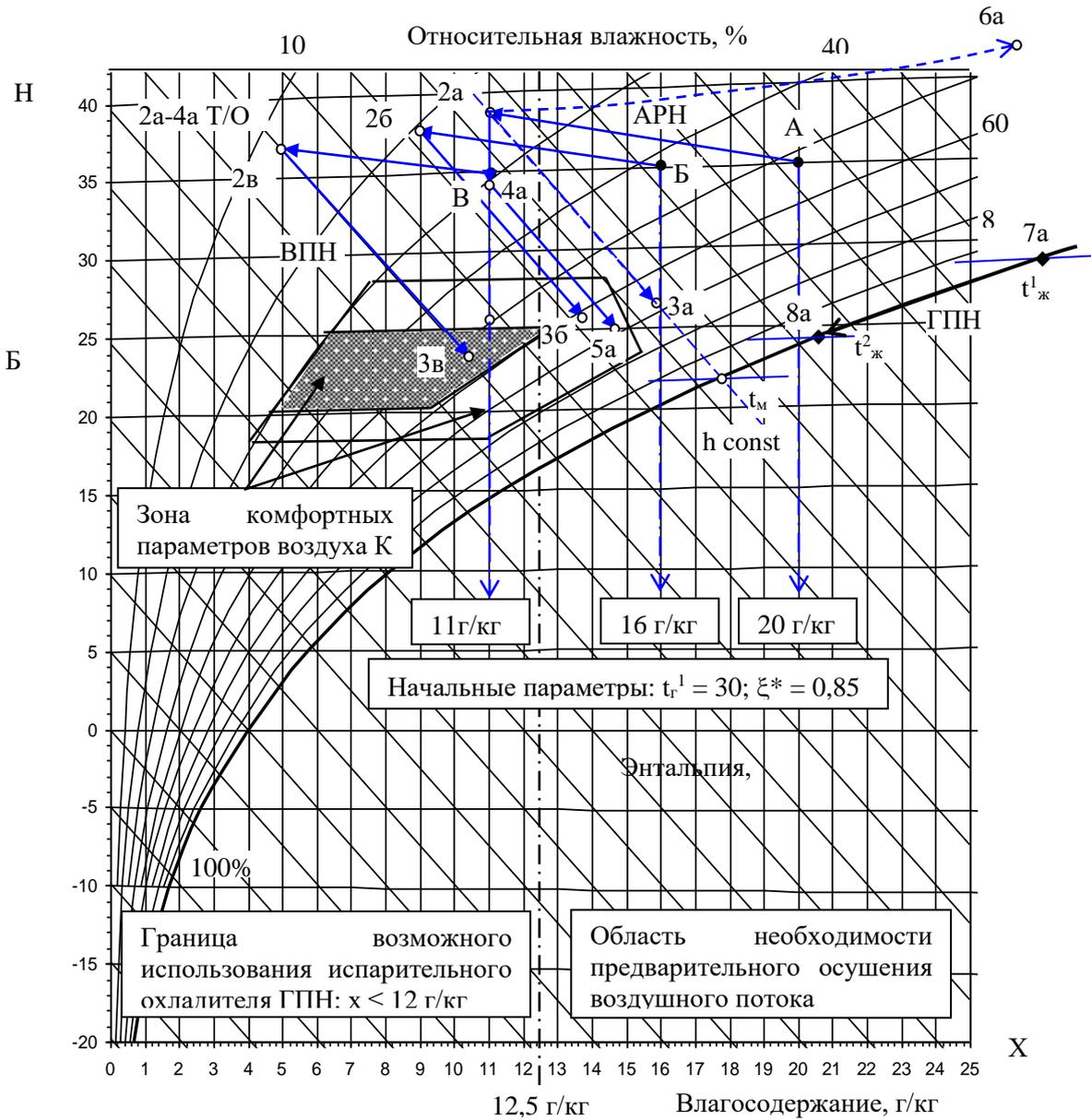
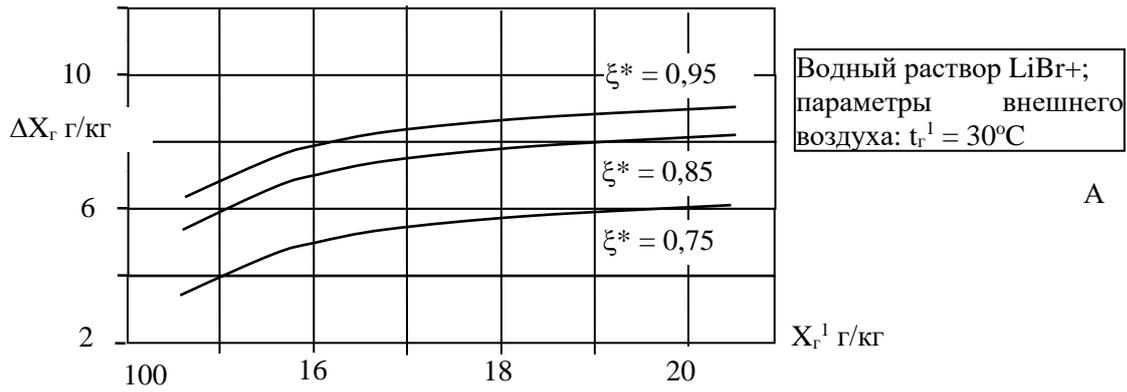


Рисунок 2 – Зависимость изменения влагосодержания воздуха в абсорбционной колонне от приведенной концентрации раствора и влагосодержания внешнего воздуха (А). Принципиальные возможности солнечных систем на основе открытого абсорбционного цикла при использовании их для кондиционирования воздуха (Б).

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

Аппараты, работающие по принципу открытого абсорбционного цикла с подвижной насадкой – перспективное направление развития тепломассообменных аппаратов, обеспечивающее устойчивую эксплуатацию в экстремальных технологических условиях (рост нагрузок, высокую поперечную равномерность); использование этого принципа для реализации процессов тепломассообмена при испарительном охлаждении в системе «вода-воздух» и осушения в системе «абсорбент-воздух» особенно перспективно с учетом предотвращения возможных загрязнений и отложений на рабочих поверхностях и стенках колонн.

В работе экспериментально доказано, что использование изученных абсорбционных систем решает задачу обеспечения параметров комфортности в широком диапазоне параметров наружного воздуха ($x_r = 13...20$ г/кг, при $t = 25...40^{\circ}\text{C}$, то есть при самых тяжелых внешних условиях) и задачу охлаждения сред на уровне $3...8^{\circ}\text{C}$; показано, что альтернативная система, работающая по принципу открытого абсорбционного цикла приводит к меньшему истощению природных ресурсов и вносит меньший вклад в глобальное изменение климата.

Список литературы

1. Данько, В. П. Исследование гидродинамических процессов в псевдооживленном слое тепломассообменных аппаратов для альтернативных систем жизнеобеспечения / В. П. Данько // Инженерная физика. – 2017. – № 11. – С. 70-75.
2. Дорошенко, А. В. Комбинированные солнечные системы теплоснабжения и кондиционирования воздуха / А. В. Дорошенко, В. П. Данько // Обладнання та технології харчових виробництв. Збірник наукових праць. – 2011. – № 26. – С. 517-522.
3. Danko, V. P. Study of hydrodynamics features in the apparatuses with movable nozzle / V. P. Danko, V. V. Karnauh, A. S. Titlov // Сибирский журнал науки и технологий. – 2017. – Т. 18. № 3. – С. 499-504.
4. Данько, В.П. Процессы и аппараты пищевых производств / В. П. Данько. – Краснодар, 2018.
5. Данько, В. П. Физические основы низкотемпературной техники и холодильной технологии / В. П. Данько, В. В. Карнаух, А. Б. Кудрин, В. Н. Радионенко. – Донецк-Краснодар, 2016.
6. Данько, В. П. Физика / В. П. Данько // Краснодар, 2017.
7. Данько, В. П. Гидравлика, гидро- и пневмопривод / В. П. Данько // Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского. – Донецк, 2013.
8. Данько, В. П. Альтернативные системы жизнеобеспечения на основе цикла с непрямой регенерацией абсорбента / В. П. Данько, А. В. Дорошенко // Известия ВУЗов. Проблемы энергетики. – 2017. – № 9-10.
9. Данько, В. П. Изучение гидродинамических режимов работы тепломассообменных аппаратов с подвижной насадкой / В. П. Данько, С. Н. Диянова, А. Г. Абазян А // Прикладная механика и техническая физика. – 2018. – Т. 59. № 4 (350). – С. 110-116.
10. Дорошенко, А. В. Солнечные холодильные системы на основе тепломассообменных аппаратов с подвижной насадкой / А. В. Дорошенко, В. П. Данько // В книге: Стратегия качества в промышленности и образовании Материалы VIII Международной конференции. – 2012. – С. 71-74.
11. Gavrilenko, V. N. Новая технология изготовления стеновых камней из газобетона / V.N. Gavrilenko, V.P. Danko // Обладнання та технології харчових виробництв. Збірник наукових праць. 1999. – № 3. – С. 246-250.

REFREGERATION UNIT FOR SOIL THERMOSTABILIZER

КОМПРЕССОРНЫЙ ХОЛОДИЛЬНЫЙ АГРЕГАТ ДЛЯ ТЕРМОСТАБИЛИЗАТОРОВ
ГРУНТА

<p>Evdokimov V.S.^a, Maksimenko V.A.^b, Cand. Tech. Sc., associate Professor Kuzmenkov A.A.^c Rozhkov N.S.^d</p>	<p>Евдокимов В.С.^a, Максименко В.А.^b, к.т.н, доцент Кузьменков А.А.^c Рожков Н.С.^d</p>
<p>Omsk State Technical University, Russia, 644050, Omsk, Mira, 11</p>	<p>Омский Государственный Технический Университет, Россия, 644050, Омск, Мира, 11</p>
<p>E-mail: a – omgtu_evdokimov@mail.ru; b – maxw52@mail.ru; c – sashavovakuz@gmail.com; d – nikitator@mail.ru.</p>	

Abstract

This article describes the chiller that was designed to maintain the specified modes of operation. A number of necessary calculations have been made, which confirm the relevance of the use of the refrigeration machine in conjunction with a horizontal, naturally operating system for the thermal stabilization of the soil.

Аннотация

В данной статье приводится описание холодильной машины, которая была сконструирована для поддержания заданных режимов работы. Произведен ряд необходимых расчётов, которые подтверждают актуальность применения холодильной машины совместно с горизонтальной естественно действующей системой термостабилизации грунта.

Основной целью в области обеспечения безопасности при сооружении и эксплуатации зданий и сооружений в условиях вечной мерзлоты является своевременное предупреждение развития опасных процессов с целью предотвращения аварий. Свайное исполнение опор зданий и сооружений приводит к разморозке грунта вокруг опор, увеличению глубины сезонно-талого слоя (СТС). Затем влечет за собой следующую череду событий, как пучение, в результате которых происходит выталкивание свай из земли, а при образовании глубоких проталин снижается (более чем в два раза) несущая способность грунтов. Таким образом, при эксплуатации зданий и сооружений образуются зоны, в пределах которых коренным образом изменяются условия теплообмена через поверхность грунта, активизируются процессы криогенного пучения опор сооружений.

В данное время наиболее перспективным решением, способным решить такую задачу как влияние факторов на устойчивость вечномерзлых грунтов, является использование систем термостабилизации грунта.

В процессе исследований, проведенных на кафедре «Холодильная и компрессорная техника и технология» были получены следующие результаты, анализ которых показывает, что теплопередающие свойства термостабилизаторов сильно зависят от условий теплообмена как в окружающей среде, так и в грунте, в процессе развития ледогрунтовой массы, и неразрывно связаны между собой.

Проблема использования систем термостабилизации, основанных на естественной циркуляции холодильного агента заключается в том, что работоспособность таких устройств зависит от температурных условий окружающей среды. Так, например, возьмем результаты расчета радиуса зоны заморозки для участка трубопровода Ванкор-Пурпе:

Таблица 1 – Зависимость радиуса промерзания от температуры и времени

Диаметр испарителя, мм	38				
Температура грунта	7°C				
Температура окружающего воздуха	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C	-35°C
Время заморозки, дни	Радиус замороженной зоны, м				
0	0	0	0	0	0
10	0,8125	0,99375	1,0625	1,15	1,25
20	0,95625	1,175	1,3625	1,4375	1,54375
30	1,0625	1,325	1,54375	1,6125	1,7625
40	1,175	1,475	1,6875	1,7625	2,025
50	1,2875	1,58125	1,8	1,95	2,16875
60	1,4	1,65	1,95	2,1	2,3125
70	1,475	1,7625	2,1	2,275	2,425
80	1,5125	1,875	2,20625	2,35	2,575
90	1,58125	1,9875	2,3125	2,5	2,6875
100	1,6125	2,0625	2,4	2,575	2,7575
110	1,65	2,1375	2,4625	2,6875	2,9
120	1,6875	2,16875	2,5	2,7575	2,975
130	1,725	2,20625	2,5375	2,77875	3,0125
140	1,7625	2,25	2,575	2,83125	3,0875
150	1,8	2,275	2,6125	2,86875	3,125

Исходя из данных выше, мы видим что за зимние месяцы возможна заморозка лишь на 1,8 метра. Этого недостаточно для образования единого массива.

Для решения подобной проблемы предлагается подключение компрессорной холодильной установки, которая при использовании в данной местности должна обладать следующими параметрами:

1. Низкая масса, вследствие проблематики доставки в отдаленные районы и необходимости использования болотной техники.
2. Автономность работы.
3. Расположение в крытом контейнере.

Холодильная установка для обеспечения заданного режима работы должна включать: компрессор, кожухотрубный испаритель, конденсатор воздушного охлаждения, бак для рассола, насос для циркуляции хладоносителя в конденсаторах термостабилизатора и насос для осуществления циркуляции через испаритель.

Холодильную установку необходимо включить в тот момент, когда температура грунта на глубине 2,35 м достигает значения близкого к -2°C, то есть грунт переходит из твердомерзлого в пластичномерзлое состояние.

По данным расчетов, произведенных ранее, выбираем момент включения установки спустя 12 дней после окончания «активного» периода работы термостабилизатора. Для этого в граничное условие теплового воздействия термостабилизатора на грунт введем две точки:

- равную концу «активного» периода +12 дней; календарно, дата включения холодильной машины равно 12 апреля (16 588 800 сек) в которой прикладываем температуру -15°C с интенсивностью 30 Вт/м²*К – начало работы холодильной машины;
- равную времени начала холодильной установки +n дней (где n – число дней работы холодильной машины в секундах) в которой прикладываем температуру -15°C с интенсивностью 30 Вт/м²*К – конец работы холодильной машины.

В остальное время, после отключения холодильной машины, температура в местах контакта термостабилизатора с грунтом повышается на 0,5°C за 1 месяц.

Проведем ряд расчетов использования холодильной машины на период от 25 с шагом в 5 дней, до тех пор, пока не будут выполнены поставленные выше условия. Как видно из результатов расчета, поддержание допустимой глубины оттаивания грунта за счет теплопритоков от здания станции и теплообмена с окружающей средой, возможно только при включении холодильной установки в постоянном режиме на 85 дней. Данный результат является технически приемлемым, но с экономической точки зрения неоправдан.

Предположим, что для того, чтобы уменьшить количество дней использования холодильной установки, можно включать её в несколько этапов. Проведем расчет включения холодильной установки в 2 этапа:

- 1 этап – 25 дней (так же как и в случае непрерывного включения);
- 2 этап – n-дней включения холодильной машины, которое определяется программно.

Принцип выбора начала второго этапа, а также прочие условия такие же, как и при случае непрерывного включения холодильной установки.

Результаты программного расчета представлены в виде графика (Рис.3).



Рисунок 2 – Глубина оттаивания грунта (начало сентября) с использованием СОУ холодильной установки



Рисунок 3 – Глубина оттаивания грунта (начало сентября) с использованием СОУ холодильной установки при поэтапном включении

Как видно из результатов расчета, для поддержания необходимых условий, при поэтапном включении, требуется всего 50-55 дней работы холодильной установки.

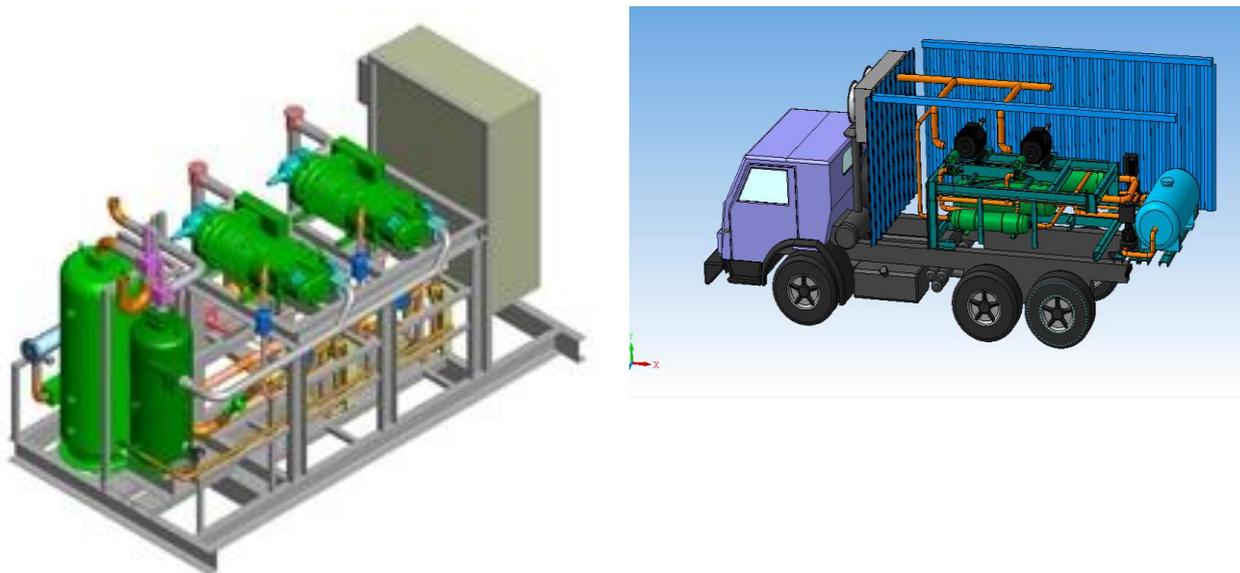


Рисунок 4 – Внешний вид холодильного агрегата

Чтобы поддерживать заданный температурный режим в летнее время, сконструирована холодильная машина, подающая рассол в дополнительный конденсатор каждого термостабилизатора. Применение данного способа позволяет значительно увеличить несущую способность оснований зданий и сооружений, находящихся в условиях вечной мерзлоты, предупредить развитие опасных процессов с целью предотвращения аварий.

Список литературы

1. Kutvitskaya, N.B. Design of Beds and Foundations of Infrastructure for Oil-Gas Condensate Fields Under Complex Frozen-Soil Conditions. *Soil Mechanics and Foundation Engineering* / N. B. Kutvitskaya, M. A. Minkin. – Volume 51, Issue 1, 2014. – 36-41 p.
2. Ibragimov, È. V. Development of and experience with installation of soil thermostabilizers with use of directed inclined boring. *Soil Mechanics and Foundation Engineering* / È. V. Ibragimov, R. G. Gamzaev, M. A. Andreev, I. A. Dorofeeva. – Volume 50, Issue 2, (2013). –71-75 p. - DOI: 10.1007/s11204-013-9213-0
3. Yang Zhou, Approximate solution for the temperature field of 1-D soil freezing process in a semi-infinite region / Yang Zhou, Guoqing Zhou. – *HeatandMassTransfer* Volume 49, Issue1, (2013). – 75-84 p.
4. Бучко, М. А. Искусственное замораживание грунтов / М. А.Бучко. – М., Информ-энерго, 1978. – 68 с.
5. Ганиев, С. Н. Использование естественного холода в северном строительстве» / С. Н. Ганиев. – М., 1951. – 260 с.
6. Пьянков, С.А. Механика грунтов / С. А. Пьянков, З. К. Азизов. – Ульяновск, 2008. – 103 с.
7. Гапеев, С. И. Укрепление мерзлых оснований замораживанием / С. И. Гапеев. – Л.: Стройиздат. Ленингр. отд-ние, 1984. – 165 с.
8. Васильев, Л.Л. Замораживание и нагрев грунта с помощью охлаждающих устройств» / Л. Л. Васильев, С. Л. Вааз. – Минск: Наука и техника, 1986. – 98 с.

OPTIMIZATION OF MULTI-ZONE VRF AIR-CONDITIONING SYSTEMS

ОПТИМИЗАЦИЯ МНОГОЗОНАЛЬНЫХ VRF СИСТЕМ
КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Zhykharieva N.V.^a , Cand. Tech. Sc., Associate Professor Khmelniuk M.G.^{2b} , Doctor of Technical Sciences, Professor	Жихарева Н. В.^a , канд. тех. наук, доцент Хмельнюк М.Г.^b , док. тех. наук, профессор
Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine 65039, Odessa, Kanatnaya, Street, building112	Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина 65039, Одесса, Ул. Канатная, 11
E-mail: a – zikhareva.nata@gmail.com; b – hmel_m@ukr.net	

Abstract

The article is devoted to the complex approach to improving energy efficiency and energy saving in the field of air conditioning and ventilation using mathematical modeling methods for circuit design solutions and operating modes of equipment for microclimate systems in public facilities using modern multi-zone air conditioning systems. A complex model of optimization of air conditioning systems for public facilities has been developed. This model takes into account not only the thermophysical aspects, taking into account the non-stationary heat and moisture external and internal loads in the room, but also the factors for minimizing the variable part of the reduced costs associated with energy costs.

Optimization possibilities are carried out when calculating the universal objective function and mathematical modeling programs to determine the payback period and the objective function values for the compared variants. The comparative analysis is carried out based on the developed mathematical model of Daikin, Mitsubishi Electric, Fujitsu, Mitsubishi. When calculating according to this model, it is possible to obtain a payback period for equipment using economically feasible insulation thickness and non-stationary heat leakage.

Аннотация

Статья посвящена комплексному подходу повышения энергоэффективности и энергосбережения в области кондиционирования и вентиляции с помощью методов математического моделирования, схемно-технических решений и режимов работы оборудования систем обеспечения микроклимата при использовании современных многозональных систем кондиционирования. Разработана комплексная модель оптимизации систем кондиционирования общественных объектов. Эта модель учитывает не только теплофизические аспекты с учетом нестационарной тепловлажностной внешней и внутренней нагрузки в помещении, но также и факторы по минимизации переменной части приведенных затрат, связанных с затратами энергии.

Возможности оптимизации проведены при расчете универсальной целевой функции и программ математического моделирования по определению сроков окупаемости и величин целевой функции для сравниваемых вариантов. Проведенный сравнительный анализ на базе разработанной математической модели Daikin, Mitsubishi Electric, Fujitsu, Mitsubishi Heavy для объектов, работающих в течение суточного цикла в экстремально-нестационарном режиме. При расчетах по этой модели можно получить срок окупаемости оборудования с применением экономически-целесообразной толщины изоляции и нестационарных теплопритоков.

Введение

В условиях ускорения научно-технического прогресса задача повышения энергоэффективности систем кондиционирования имеет важное народнохозяйственное значение, поскольку ее решение, кроме повышения эффективности капитальных вложений, обеспечивает ее энергосбережение, экономию материалов, а также улучшение условий труда людей и окружающей среды.

Одной из основных задач этой комплексной проблемы является энергосбережение. Мы решаем триединую проблему - оптимизацию (минимизацию) энергопотребления при жестком соблюдении нормативных требований к комфортной среде обитания в жилых, общественных и промышленных объектах, неукоснительное соблюдение технологических требований в производственных процессах и минимизацию вредного влияния на экологию окружающей среды.

В работе [1] показана традиционная методика расчета VRF систем кондиционирования воздуха.

С учетом подхода к моделированию энергоэффективных систем [2] мы рассматриваем пути повышения эффективности многозональных систем кондиционирования.

Основными целевыми направлениями совершенствования многозональных систем кондиционирования в последнее время являются следующие:

- повышение комфорта микроклимата объекта, точность и надежность его обеспечения при круглогодичной эксплуатации;
- повышение энергоэффективности многозональных систем за счет увеличения коэффициентов трансформации тепла;
- повышение показателей энергосбережения за счет рекуперации и аккумуляции тепловой энергии и постоянного автоматического оптимального управления режимами работы, в зависимости от сезонных параметров наружного воздуха, солнечной радиации и геотермальных источников тепла, а также внутренних нестационарных источников теплопритоков / теплопотери и источники изменения влажности внутреннего воздуха;
- снижение вредного воздействия на экологию окружающей среды;
- совершенствование основных агрегатов многозональной системы кондиционирования воздуха: компрессора, вентилятора, рекуператора, теплообменника;
- аккумулятор теплоты с использованием тепла фазового перехода, системы управления;
- интеграция многозональных систем с солнечными коллекторами, системой приточно-вытяжной вентиляции;
- легкость интеграции с системой "умного дома" (BMS с протоколами BACnet или LONwork, порты SC-LGW или SC-BGW);
- поверочные расчеты с разработкой монтажной схемы и полной спецификации;

Комплексный подход к оптимизации многозональных VRF систем кондиционирования воздуха.

Оптимизация системы кондиционирования воздуха базируется на конкурирующих свойствах системы. Увеличение температурных напоров в теплообменных аппаратах приводит к сокращению капитальных затрат и одновременному увеличению расхода энергии, то есть к увеличению переменной части эксплуатационных расходов, и наоборот. Такой характер закономерностей позволяет найти наиболее целесообразную комбинацию капитальных и эксплуатационных затрат. При этом общий экономический эффект от оптимизации режима работы холодильного оборудования должен оцениваться величиной, учитывающей как капитальные, так и эксплуатационные расходы.

Необходимо отметить, что энергосбережение наиболее эффективно, если оно проводится на всех стадиях жизненного цикла объекта, от выбора на этапе проектирования климатического оборудования и величины теплового сопротивления ограждений, проработки целесообразности использования возобновляемых источников энергии (ВИЭ), объективного и высококвалифицированного энергоаудита по результатам первого года эксплуатации и энергоменеджмента до момента капитальной модернизации объекта или его полной остановки

перед утилизацией оборудования. [2,3].

Учитывая выше изложенное, нами предложена и протестирована следующая целевая (7) функция совместной оптимизации тепловой защиты объекта (теплового сопротивления ограждений помещения), в котором обеспечивается заданный микроклимат, и производительности энергосберегающего климатического оборудования активной системы обеспечения этого микроклимата, учитывая особенности оптимизации систем кондиционирования воздуха. [3, 7].

$$Prf = \min \left[\Delta Pst + Pesob - \sum_{i=1}^T \frac{\Delta Qg}{(1+d-R)^i} \right] \quad (1)$$

Целевую функцию (Ptf - target function) для совместной оптимизации предлагается определять с учетом возможного изменения стоимости электроэнергии и коэффициента дисконтирования валюты;

– ΔPst - дополнительная стоимость утепления наружных ограждений с целью усиления тепловой защиты помещений с заданным микроклиматом (это может быть одна наружная стена или все стены наружные стены для отдельностоящего объекта);

– $Pesob$ - затраты на покупку и установку в систему энергосберегающего оборудования;

– i - номер года после ввода в эксплуатацию энергосберегающего оборудования;

– ΔQg - годовая экономия стоимости потребляемой электроэнергии в результате использования энергосберегающего оборудования и усиления теплозащиты объекта (рассчитывается по среднемесячным температурам наружной среды), кВт;

– d - годовой коэффициент дисконтирования национальной валюты

– R - коэффициент годового роста стоимости (кВт.часа).

– $pe1$ - стоимость кВт часа электроэнергии с НДС.

Целевая функция (1), определяемая для заданных вариантов с помощью программы, выполненной в вычислительной среде Mathcad, позволяет выполнить совместный оптимальный выбор варианта тепловой защиты объекта и комплекта энергосберегающего оборудования.

По результатам дополнительного математического моделирования, с учетом фактических затрат энергии за первый год работы, могут быть приняты рекомендации, например, по установке дополнительного энергосберегающего оборудования, усиления теплоизоляции ограждений, сокращения периода между чистками фильтра и т.д. Целевая функция (1), определяемая для заданных вариантов с помощью программы, выполненной в вычислительной среде Mathcad, позволяет выполнить совместный оптимальный выбор варианта тепловой защиты объекта и комплекта энергосберегающего.

Целевая функция (1) имеет универсальный характер и может быть выполнена для определения срока окупаемости.

Срок расчетной эксплуатации $T=7$ лет предлагается для дальнейшего обсуждения. Принято считать, что срок окупаемости энергосберегающего оборудования равен сроку гарантии на это оборудование 2- 4 года, а срок получения прибыли после срока окупаемости, равной начальным инвестициям в энергосберегающие мероприятия, с учетом коэффициента дисконтирования в пределах 3-5 лет. Использовать срок службы на оборудование вентиляции и кондиционирования 15-20 лет, приведенный в ДБН В.2.5-67:2013, в целевой функции (1) нерационален. [8]

Оптимизация системы кондиционирования воздуха осуществляется в три этапа.

На первом этапе оптимизируется структура и производительность СКМ, характер и нагрузки.

На втором этапе осуществляется оптимизация подсистем по различным технологическим и конструктивным параметрам. Наконец, на третьем этапе базовые варианты структуры и производительности СКМ оптимизируются вместе с оптимальными вариантами подсистем. При этом рассматриваются все возможные сочетания.

Систему кондиционирования подбираем по основным уравнениям модели; уравнение баланса воздуха, полной теплоты (Q), влаги (W), газов (M) и явной теплоты (Qя) в помещении: [6]

$$G_s \frac{\partial h_y}{\partial \tau} = G_{n1} \cdot h_{n1} - G_{y1} h_{y1} - G_p h_p + \sum_{i=2}^n G_{ni} h_{ni} - \sum_{j=2}^m G_{yj} h_{yj} + \Delta Q + \Delta Q' \quad (2)$$

$$G_s \frac{\partial d_y}{\partial \tau} = G_{n1} d_{n1} - G_{y1} d_{y1} - G_p d_p + \sum_{i=2}^n G_{ni} d_{ni} - \sum_{j=2}^m G_{yj} d_{yj} + \Delta W + \Delta W' \quad (3)$$

$$G_s \frac{\chi_{n1}}{\rho_{n1}} = G_{n1} \frac{\chi_{n1}}{\rho_{n1}} - G_{y1} \frac{\chi_{y1}}{\rho_{y1}} - G_p \frac{\chi_p}{\rho_p} + \sum_{i=2}^n G_{ni} \frac{\chi_{ni}}{\rho_{ni}} - \sum_{j=2}^m G_{yj} \frac{\chi_{yj}}{\rho_{yj}} + M_\Gamma \quad (4)$$

$$G_s \frac{Cp \partial t_y}{\partial \tau} = Cp G_{n1} t_{n1} - Cp G_{y1} t_{y1} - Cp G_p t_p + Cp \sum_{i=2}^n G_{ni} t_{ni} - Cp \sum_{j=2}^m G_{yj} t_{yj} + \Delta Q_{\text{я}} + \Delta Q' \quad (6)$$

где G_p , G_y , G_r - расход приточного, удаляемого и рециркуляционного воздуха кг/с; h_p , h_y , h_r - энтальпия приточного, удаляемого и рециркуляционного воздуха кДж/кг, d_p , d_y , d_r - влагосодержание приточного, удаляемого и рециркуляционного воздуха; t_p , t_y , t_r - температура приточного, удаляемого и рециркуляционного воздуха х/рп х/ру х/рр, концентрация и плотность приточного, удаляемого и рециркуляционного воздуха; ΔG_M , ΔQ_M , ΔW_M , ΔM_Γ , $\Delta Q_{\text{я}}$ - дебалансы местной вентиляции по воздуху, полной теплоте, влаге, газам и явной теплоте.

Нами рассмотрены некоторые технологии и элементы, совершенствование которых напрямую повышает энергоэффективность и снижает потребление электроэнергии в годовом цикле использования многозональных систем кондиционирования.

Мы построили нашу методику экспериментального анализа для выбора модели наружного блока VRF с использованием формул (1-6) и при учете нестационарного теплообмена в помещениях. [5]

Необходимо также отметить постоянную работу ведущих мировых фирм, производящих многозональных систем кондиционирования с системами их управления и программным обеспечением, над облегчением их эксплуатации и использованием таймеров, настраиваемых на длительный срок по запрограммированному автоматическому поддержанию изменению параметров микроклимата в процессе суточного, недельного, а иногда и более длительного периода.

Результаты многозональных VRF систем кондиционирования воздуха

Проведенные расчеты показали сочетания наружных блоков при конфигурировании модулей многозональных систем кондиционирования, позволяющих получить системы холодо и теплопроизводительности от 10 до 180 кВт в одном модуле и подобрать оптимальную. Фирмы предлагают варианты наиболее компактных и наиболее энергоэффективных модулей. Модульный принцип оставляет возможность творческой оптимизации многозональных систем кондиционирования, начиная с этапа проектирования, с учетом всех особенностей конкретного объекта. Для этого используются программы-конфигураторы, которые непрерывно совершенствуются.

Наша методика рассмотрена на примере мировых лидеров в секторе производства оборудования: Daikin, Mitsubishi Electric, Fujitsu, Mitsubishi Heavy, где определено по (1) наиболее эффективное оборудование, при этом рассчитывалось потребление энергии и срок окупаемости.

Из расчетов получено, что несмотря на то, что COP у большей многозональной системы кондиционирования выше, суммарное потребление энергии за январь месяц меньше у системы меньшего номинала. Если автоматика обеспечивает с необходимой точностью изменения оборотов вала компрессора и переменную температуру кипения хладагента, которые допускают более низкую, чем 50% нагрузку на МЗС, и это подтверждается фирмой-

производителем, картина может измениться. Поэтому для общественного объекта перед окончательным выбором МЗС необходимо провести расчетную проработку с использованием программ-конфигуратора фирмы-поставщика.

Как правило, VRF- системы кондиционирования применяются в помещениях, где коэффициент неодновременности $k < 1$. То есть основной принцип функционирования мультизональных систем - перераспределение хладагента между потребителями с неодновременным нагрузкой - предполагает целесообразность их использования только при значениях $k < 1$. Коэффициент неодновременности k зависит в первую очередь от теплового режима здания, но не может быть меньше определенных величин, зависящих от конструкции VRF- систем. Поэтому для определения мощности внешнего блока необходимо знать три величины: сумму максимальных теплопритоков обслуживаемых помещений, сумму номинальных мощностей внутренних блоков, коэффициент неодновременности теплопритоков помещений.

Поэтому при проектировании VRF- систем необходимо выбирать внутренние блоки в пределах одной системы с неодновременными максимумами нагрузок, например ориентирования по разным фасадам здания. Такой выбор приводит к равномерной загрузке внешнего блока в течение суток и меньшей расчетной мощности внешнего блока.

Комплексная оптимизация может быть использована для совместного выбора агрегата приточно-вытяжной системы с рекуперацией, инверторного кондиционера и конструкции соответствующих наружных ограждений на ранней стадии проектирования. При необходимости на стадии рабочего проекта может быть выполнен поверочный уточненный расчет, а по итогам первого года эксплуатации сверка уточненного расчета с расходом электроэнергии по счетчику.

Выводы

Разработанная комплексная математическая модель с использованием полученной целевой функции для помещений содержит принципиально новый подход к выбору оптимального климатического оборудования для поддержания комфортных параметров. Эти мероприятия объединяет то, что для их реализации, как правило, требуются дополнительные капиталовложения. Для быстрой оценки сроков окупаемости альтернативных и дополняющих вариантов энергосберегающих мероприятий требуется наличие программного инструментария не только с дружественным интерфейсом, но и императивными ограничениями по всем параметрам микроклимата в рассматриваемом объекте в соответствии с действующими нормативными документами.

Список литературы

1. Брух, В. В. Парадоксы традиционной методики расчета VRF систем кондиционирования воздуха / В. В. Брух / СОК: 2005. – № 5. – С. 62–64.
2. Табунщиков, Ю. А. Математическое моделирование и оптимизация тепловой эффективности зданий. / Ю. А. Табунщиков, М. М. Бродач. – М.: АВОК-ПРЕСС. – 2002. – 194 с.
3. Перепека, В. И. Расчеты систем кондиционирования и вентиляции. / В. И. Перепека, Н. В. Жихарева. – Одесса: «ТЭС», 2014. – 240 с.
4. Zhykharieva, N. Modeling of energy effivient air condition // N. V Zhykharieva / The scientific method. Poland – 2017. – № 3. – P.3–6..
5. Zhykharieva, N. Optimization of conditionsng system for fremises with non stasionari heat exchanger // N. Zhykharieva / Norwegian Journal of development of the International Science 2017. Vol. 2. – № 5. – P. 94– 99.
6. Оносовский, В. В. Моделирование и оптимизация холодильных установок / В. В. Оносовский – Ленинград: Издательство Ленинградского университета, 1990.
7. Жихарева, Н. В. Оптимізація сумарної вартості теплового захисту приміщень та кліматичного обладнання / Н. В. Жихарева, М. Г. Хмельнюк / Холодильна техніка та технологія. 2017. – №4 Том.53 – С. 17–20
8. Жихарева, Н. В. Моделювання та оптимізація систем кондиціонування повітря. / Н. В. Жихарева. – Одесса: «ТЭС», 2016. – 172с.

THE METHOD OF GRINDING FROZEN RAW MEAT

СПОСОБ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ ЗАМОРОЖЕННОГО МЯСНОГО СЫРЬЯ

<p>Akimov A., Kabulov B.B.^{1a}, Cand. Tech. Sc., associate professor Mustafaeva A.K.^{2b}, Cand. Tech. Sc. Bakieva A.B.^{1c} Tashybaeva M.M.^{1d}</p>	<p>Акимов А., Кабулов Б.Б.^{1а}, канд. тех. наук, доцент Мустафаева А.К.^{2б}, канд. тех. наук Бакиева А.Б.^{1с} Ташыбаева М.М.^{1д}</p>
<p>1 – Shakarim State University of Semey city, Kazakhstan, 071412, Semey, Glinka, 20A 2 - Kazakh Agrotechnical University named after Seifullin Kazakhstan, 010011, Astana, Zhenis, 62</p>	<p>1 – Государственный университет имени Шакарима города Семей, Казахстан, 071412, Семей, ул. Глинки, 20А 2 – Казахский агротехнический университет имени Сейфуллина Казахстан, 010011, Астана, пр. Женис, 62</p>
<p>E-mail: a – bolatkabylov@mail.ru, b – ayaulym.mustafa@mail.ru, c, d – anara_bakieva@mail.ru</p>	

Abstract

The article is devoted to the study of the grinding of frozen raw meat in a experimental grinder-crusher. The grinder-crusher includes a frame, an auger, a cutting mechanism, reducer, motor, V-belt transmission, a casing, a lock hopper. The cutting mechanism consists of a fixed grating and the rotating knives. The research using a cross-shaped, and two-bladed knives are conducted. The result of these tests the efficacy of the experimental design of the grinder-crusher when grinding frozen meat.

Аннотация

Статья посвящена исследованию измельчения замороженного мясного сырья на экспериментальном волчке-дробилке. Волчок-дробилка включает раму, шнек, режущий механизм, редуктор, электродвигатель, клиноремennую передачу, кожух, блокировку, бункер. Режущий механизм состоит из неподвижных решеток и вращающихся ножей. Проведены исследования с использованием крестовидных и двухлопастных ножей. В результате исследований установлена эффективность применения экспериментальной конструкции волчка-дробилки при измельчении замороженного мясного сырья.

В современной промышленности среди всех видов механической обработки измельчение мясного сырья занимает значительное место и является одним из важнейших технологических процессов.

Для измельчения применяются в основном волчки, куттеры и коллоидные мельницы, которые предназначены для измельчения мясного сырья. Характеризуются они высокой производительностью, простотой исполнения транспортирующего и режущего механизмов, удобством в обслуживании и эксплуатации, надежностью в работе [1, 2].

Для измельчения мясного сырья нами был разработан экспериментальный волчок-дробилка, который предназначен для среднего и мелкого измельчения мясного и мясокостного сырья, твердых конфискатов, смеси твердых и мягких конфискатов, а также подтаявших блоков замороженного мяса.

Волчок-дробилка состоит из рамы, шнека, режущего механизма, редуктора, электродвигателя, клиноремennой передачи, кожуха, блокировки, бункера. Основной исполнитель-

ный орган волчка-дробилки — измельчительное устройство, представляющее собой набор решеток и ножей, чередующихся в определенном порядке: решетка с большими треугольными отверстиями, нож, решетка с малыми треугольными отверстиями, решетка с круглыми отверстиями. Решетки устанавливаются в насадке и фиксируются стопорами. Ножи надеваются на палец шнека. Куски сырья размерами до 40 мм загружаются в бункер, они подхватываются шнеком и перемещаются к измельчительному устройству. Измельчение сырья происходит неподвижными решетками и вращающимися ножами. Шнек приводится в движение электродвигателем через клиноременную передачу и редуктор.

Для продвижения сырья в рабочей камере, подачи его к ножам и проталкивания через ножевые решетки служит вращающийся шнек с равномерным шагом витков. Особенностью работы шнека является предварительное измельчение сырья и создание им давления, достаточного для продвижения продукта через режущий механизм без отжима содержащейся в нем жидкой фазы.

Шнеки подразделяются на цилиндрические и конические; с постоянным или переменным шагом; по количеству витков; по количеству заходов шнека; по профилю витка; с торцевкой или без него.

Режущий механизм комплектуется сменными четырьмя решетками с диаметрами отверстий 5, 8, 16, 25 мм, тремя секторными и одной подрезной решетками, а также тремя крестовидными и двумя двухлопастными ножами. Неподвижные решетки выполнены в виде дисков с круглыми отверстиями и являются парными режущими органами с вращающимися ножами.

Ножи и решетки надеваются на стальной палец параллельными лысками, ввинченный в передний торец шнека. Центральное отверстие ножа имеет ту же форму, что наружный контур пальца шнека, благодаря чему вращение последнего передается ножу. Решетки надеваются на палец шнека свободно и удерживаются от проворачивания шпонкой, жестко закрепленной в корпусе волчка. Плотное прилегание рабочих плоскостей ножей и решеток обеспечивается прижимной гайкой.

Крестовидные ножи традиционной конструкции — четырехлопастные с осевым расположением режущих кромок, передняя часть которых представляют собой прямоугольную плоскость, перпендикулярную к режущей кромке.

Проведены исследования влияния замороженного мясного сырья на процесс измельчения в волчке-дробилке.

При совершенствовании конструкции ножей волчков и волчков-дробилок значительное место отводится изучению технологических параметров процессов, происходящих в режущем механизме при измельчении замороженного мясного сырья и его качеству. При изучении технологических параметров процессов происходящих в режущем механизме при измельчении был рассмотрен вопрос, связанный с технологическими потерями.

Исследования показывают, что наиболее распространенные крестовидные ножи показали себя не лучшим образом, т.к. шнек создает различное давление на замороженное измельчаемое сырье в зоне действия каждой из четырех лопастей взаимодействующих с решеткой. Наличие больших технологических потерь подтверждает гипотезу, что три лопасти ножа находящиеся в отдалении от торцевой поверхности шнека позволяют огибать сырьем лопасти и в то же время являться местным сопротивлением способствующим увеличению технологических потерь.

Также нами разработаны двухлопастные ножи, которые имеют две лопасти, режущие кромки которых лучше отсекают и проталкивают замороженное мясо.

При использовании разработанных ножей измельченное сырье имеет неразрушенную структуру, наблюдается разрывность струи, рассыпчато, а траектория истечения более круче. При использовании ножей крестовидной и двухлопастной конструкции подтверждаются все вышеуказанные параметры.

В процессе прохождения замороженного измельчаемого сырья через режущий механизм с ножами различных конструкций наблюдается различное заполнение пространства системы «шнек-нож-решетка», связанная с наличием добавочного давления в этой системе,

вызванные конструктивными особенностями исполнения ножей.

Таким образом, исследовано влияние замороженного мясного сырья на процесс измельчения в волчке-дробилке. В результате исследований установлена эффективность применения экспериментальной конструкции волчка-дробилки при измельчении замороженного мясного сырья, что позволит уменьшить технологические потери и время обработки сырья за счет сокращения технологических операций при производстве мясных продуктов.

Список литературы

1. Тулеуов, Е. Т. Современное оборудование для тонкого измельчения сырья биологического происхождения: аналит. обзор / А. Еренгалиев, А. К. Какимов, Б. Б. Кабулов. – Семипалатинск: СМТЦНТИ, 22.04.2003. – 48 с.
2. Акимов, М. М. Новое в технике для измельчения пищевого сырья: аналит. обзор / Б. Б. Кабулов, А. К. Мустафаева, А. Б. Бакиева, Д. М. Утегенов, Д. Т. Бидахметов. – Семей, 2007. – 79 с.

УДК 637.07

НИЗКОТЕМПЕРАТУРНАЯ ОБРАБОТКА СЫРЬЯ ПРИ ПОЛУЧЕНИИ МЯСОКОСТНОЙ ПАСТЫ

LOW-TEMPERATURE PROCESSING OF RAW MATERIALS IN THE PRODUCTION OF MEAT-BONE PASTE

Kakimov A.K.^a , Doct. Tech. Sc., professor Suychinov A.K.^b , Ph.D. Yessimbekov Zh.S.^c , Ph.D. Baikadamova A.M.^d Kabdylzhar B.K.^e	Какимов А.К.^a , докт. тех. наук, профессор Суйчинов А.К.^b , Ph.D. Есимбеков Ж.С.^c , Ph.D. Байкадамова А.М.^d Кабдылжар Б.К.^e
Shakarim State University of Semey, Kazakhstan, 071412, Semey, Glinki street, 20A	Государственный университет имени Шакарима города Семей, Казахстан, 071412, Семей, ул. Глинки, 20А
E-mail: a – bibi.53@mail.ru; b – asuychinov@gmail.com; c – ezhanibek@mail.ru; d – Asemgul93@yandex.ru; e – baktybala.20@mail.ru	

Abstract

This article describes the technology for producing a homogeneous meat-bone paste by fine grinding of bone material. The technology for producing meat-bone paste uses the processes of freezing, cooling, as well as the addition of ice water, which reduces the occurrence of thermal denaturation of proteins. The microstructure and sizes of bone particles after fine grinding have been studied. Based on the sieve analysis in the meat-bone paste after superfine grinding with a gap between grinding knives of 0.1 mm, it is revealed that the mass fraction of bone particles of sizes ranging from 0.25 mm to 0.1 mm is more than 95%. Bone particles that go beyond 0.25 mm are less than 5%.

Аннотация

В данной статье описана технология получения гомогенной мясокостной пасты путем тонкого измельчения костного сырья. В технологии получения мясокостной пасты используются процессы замораживания, охлаждения, а также добавление ледяной воды, которые

снижают возникновение тепловой денатурации белков. Исследованы микроструктура и размеры костных частиц после тонкого измельчения. На основе ситового анализа в мясокостной пасте после измельчения на массколойдере с зазором между шлифовальными кругами 0,1 мм выявлено, что массовая доля костных частиц размеров в пределах от 0,25 мм до 0,1 мм составляет более 95%. Костные частицы, выходящие за пределы более 0,25 мм, составляет менее 5%.

Введение

В процессе переработки промышленных животных значительный удельный вес имеют вторичные продукты (кровь, шкура, хрящевая и нервная ткани, субпродукты I и II категории), а также костное сырье. Химический состав этих продуктов богат белками, минеральными солями, ферментами, витаминами, жирами и углеводами. В связи с этим обоснована перспектива их использования в производстве комбинированных продуктов и продуктов специального назначения [1].

Одним из методов переработки мясокостного сырья является тонкое измельчение до пастообразной консистенции. Среди основных требований при производстве мясокостной пасты является отсутствие посторонних примесей и отсутствие ощущения шероховатости при органолептической оценке. Это достигается при сверхтонком измельчении мясокостного сырья до размеров костных частиц $(50-100) \cdot 10^{-3}$ мм и температуре обрабатываемого сырья ниже температуры денатурации и коагуляции белков, входящих в его состав.

Для переработки костей используют силовые тихоходные волчки-дробилки, ротационные измельчители и коллоидные мельницы. Для более тонкого измельчения применяют ротационные измельчители и коллоидные мельницы с выходом костных частиц менее 0,1 мм.

Наибольший интерес представляет микроизмельчитель «Супермассколойдер МКЗА-10-15» японской фирмы «МасукоСангè КО... ЛТД», применяемый для измельчения птицы, рыбы, костей. Микроизмельчитель представляет собой коллоидную мельницу, рабочим органом которого является шлифовальный круг, изготовленный из специальной «беспористой керамики». Благодаря обработке продукта между двумя шлифкругами достигается более интенсивное измельчение, получение стабильных по размеру частиц измельченной массы. Кроме того, обработка частиц кости шлифкругами приводит к «закруглению» острых краев частиц, раздражающих слизистую оболочку, что приводит к улучшенному усвоению продукта [2].

Целью данной работы является получение мясокостной пасты без ощущения жесткости на язык с костными частицами, размер которых составляет меньше 0,1 мм.

Для измельчения мясокостного сырья использовались реберные кости с остатками мякотной ткани убойных животных.

На базе ГУ имени Шакарима города Семей (Республика Казахстан) имеется линия по переработке костного и мясокостного сырья, которая включает следующее оборудование волчок-дробилка, коллоидная мельница и микроизмельчитель «Supermasscolloider МКЗА 10-15» (производство Япония).

Схема переработки мясокостного сырья состояла в последовательном измельчении мясокостного сырья, предварительно подвергая заморозке до температуры $((-18)^\circ\text{C} - (-20)^\circ\text{C})$ в морозильниках.

Кости вместе с остатками мякотной ткани были промыты проточной водой, разрублены до размеров 50–70 мм. Далее мясокостное сырье предварительно замораживается в течение 60 минут при температуре $((-18)^\circ\text{C} - (-20)^\circ\text{C})$ в морозильниках. После этого, замороженное сырье подается в бункер волчка-дробилки с диаметром отверстий выходной решетки 8 мм.

Во время работы машины в камере измельчения продукт под действием различных сил нагревается. В зависимости от диаметра выходной решетки наблюдается повышение температуры мясокостного фарша, что может привести к денатурации белков. Наиболее характерными и основными изменениями белков всех тканей при нагревании являются тепловая денатурация растворимых белковых веществ, сваривание и гидротермический распад коллагена. Увеличение температуры объясняется образованием тепла вследствие механической работы разрушения костной ткани, силами трения костного сырья о рабочие органы маши-

ны, работы упругой и пластической деформации костного сырья. После измельчения полученная мясокостная масса подмораживается до температуры $((-18)^\circ\text{C} - (-20)^\circ\text{C})$. Замораживание обеспечивает предотвращение развития микробиологических процессов и резкое снижение скорости ферментативных и физико-химических реакций.

Полученная мясокостная масса вновь измельчается на волчке-дробилке с диаметром отверстий выходной решетки 5 мм. В полученную мясокостную массу добавляют ледяную воду в соотношении сырье: вода 1:0,5, перемешивается и снова измельчается на волчке-дробилке с диаметром отверстий выходной решетки 3 мм. В целом уменьшение температуры мясокостной пасты с увеличением количества добавленной воды объясняется уменьшением силы трения и коэффициента трения между костной тканью и рабочим органом в местах их контакта, вследствие образования водной пленки. При этом надо учитывать, что выделяемое тепло поглощается водой, вследствие его высокой теплоемкости.

Необходимо отметить, что добавление воды в мясокостную пасту уменьшает образование тепловой денатурации белков, которая для мышечных белков начинается при $30-35^\circ\text{C}$, а коллагеновые волокна начинают набухать и поглощать воду при $50-55^\circ\text{C}$. После измельчения полученный мясокостный фарш охлаждается до температуры 0°C [3].

После заморозки мясокостный фарш последовательно измельчается на микроизмельчителе «Супермассколлоидер» со следующими зазорами между шлифкругами: 0,25 мм, 0,1 мм, 0,02 мм. Схема проведения измельчения мясокостного сырья приведена на рисунке 1.

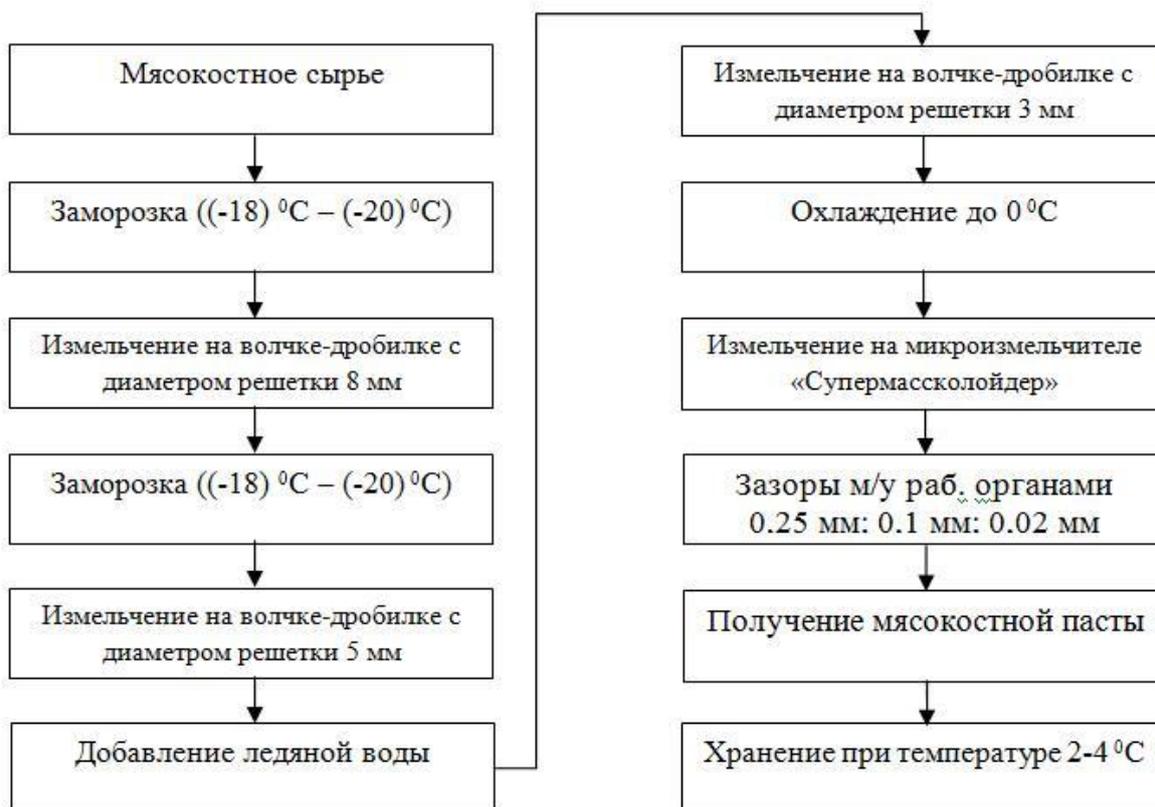


Рисунок 1 - Схема измельчения мясокостного сырья

На выходе из измельчителя получается мясокостная паста нежной, мажущейся консистенции без ощущения жесткости на языке. Полученная мясокостная паста хранится при температуре $2-4^\circ\text{C}$ до проведения следующих исследований.

Определение микроструктуры и размеров костных частиц

Для определения гранулометрического состава и выявления размеров костных частиц после ультратонкого измельчения нами была исследована микроструктура костных частиц мясокостной пасты. Замер размеров костных частиц было сделано с помощью растрового

сканирующего электронного микроскопа «JSM-6390LV» (фирма «JEOL», Япония).

Для подготовки пробы к сканированию на микроскопе, мясокостную пасту обрабатывали 2%-ным раствором NaOH при нагревании на кипящей водяной бане для полного разложения мясных прирезей и тканей согласно ГОСТ 32224-2013. Оставшиеся частицы кости высушивали при температуре 103-105°C. Высушенный костный остаток анализировали на микроскопе или пропускали через сито [4].

Полученные образцы помещают на столик микроскопа и запускают микроскоп. В программном обеспечении микроскопа наблюдают за размерами костных частиц с увеличением от 50 до 200 раз. При помощи специальной линейки в настройках программы замеряют по отдельности каждую частицу с четко очерченным контуром.

На основании полученных измерений размеров костных частиц рассчитывают процентное содержание костных частиц, превышающих нормативный размер X, %, по формуле (1):

$$X = \frac{m_1 \cdot 100}{m_2}, \quad (1)$$

где: m_1 – количество костных частиц, превышающих нормированный размер;

m_2 – общее количество измеренных костных частиц.

Гранулометрический состав мясокостной пасты был исследован после измельчения на массколойдере. При этом ситовый анализ после щелочной обработки мясокостной пасты проводился до размеров костных частиц до 0,1 мм.

На основе ситового анализа в мясокостной пасте после измельчения на массколойдере с зазором между шлифовальными кругами 0,1 мм выявлено, что массовая доля костных частиц размеров в пределах от 0,25 мм до 0,1 мм составляет более 95%. Костные частицы, выходящие за пределы более 0,25 мм, составляют менее 5%. На рисунке 2 представлен снимок костных частиц, увеличенный в 50 раз, где были замерены костные частицы. Из множества замеров, размер частиц превышающих 0,25 мм (250 микрон) не обнаружено.

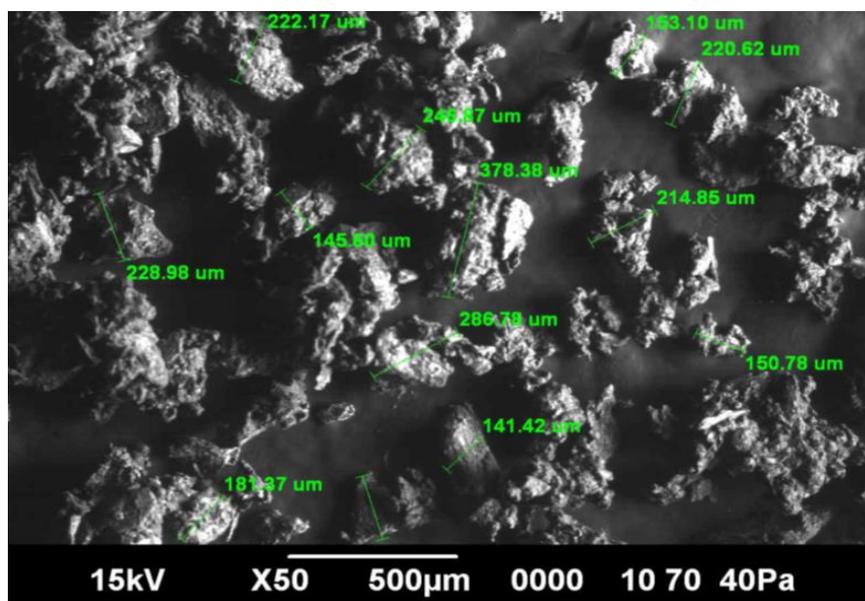


Рисунок 2 – Размеры костных частиц мясокостной пасты

В результате проведенного гранулометрического анализа костных частиц выявлено, что при переработке мясокостного фарша на массколойдере размеры костных частиц лежат в пределах выставляемых зазоров между шлифовальными кругами.

При органолептической оценке мясокостной пасты установлено, что структура пасты однородная, консистенция плотная, эластичная, без явных признаков рыхлости, светло-коричневого цвета.

Таким образом, переработка костного сырья в тонкодисперсную пасту позволяет получить мясокостную пасту нежной, мажущейся консистенции без ощущения жесткости на язы-

ке, с костными частицами, размер которых составляет меньше 0,1 мм. Применение низкотемпературной обработки сырья в технологии получения мясокостной пасты: предварительная заморозка мясокостного сырья до температуры ((-18)°С – (-20)°С), замораживание мясокостной массы до температуры ((-18)°С – (-20)°С) после измельчения, добавление ледяной воды в мясокостную пасту уменьшают образование тепловой денатурации и коагуляции белков. На основании полученных данных гранулометрического состава мясокостной пасты после измельчения на микроизмельчителе, выявлено, что размеры костных частиц лежат в пределах выставляемых зазоров между рабочими органами (шлифовальными кругами) измельчителя и позволяют получить на выходе мясокостную пасту с костными частицами, размер которых составляет в пределах 0,02 мм.

Мясокостное сырье после соответствующей переработки можно использовать в качестве пищевой добавки для производства комбинированных мясных продуктов, обогащенных необходимыми и полезными для человека элементами.

Список литературы

1. Какимов, А.К. Переработка мясокостного сырья на пищевые цели/ А.К.Какимов, Е.Т.Тулеев, Н.А.Кудеринова. – Семипалатинск, 2006. – 130с.
2. Микроизмельчитель «Масколлоидер» для получения костяной пасты//Проект фирмы-изготовителя «МАСУКО САНГЕ КО. ЛТД.». –1986. – №9.
3. Пат. 2202 Республика Казахстан, МПК А23К 10/12. Способ переработки мясокостного сырья / Какимов А.К., Есимбеков Ж.С.; заявл. 14.06.2016; опубл. 15.06.2017, Бюл. №11. – 3с.
4. ГОСТ 32224-2013. Мясо и мясные продукты для детского питания. Метод определения размеров костных частиц. - Введ. 2015-07-01. – М.: Стандартинформ, 2014. – 6с.

УДК 664.8.037.1

CHANGES IN PHYSIOLOGICAL-BIOCHEMICAL AND PHYTOPATHOLOGICAL QUALITY INDICATORS OF AUTUMN VARIETIES OF APPLES DURING THE COLD STORAGE USING TRACK MEMBRANES

ИЗМЕНЕНИЯ ФИЗИОЛОГО-БИОХИМИЧЕСКИХ И ФИТОПАТОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА ЯБЛОК ОСЕННИХ СОРТОВ ПРИ ХОЛОДИЛЬНОМ ХРАНЕНИИ С ПРИМЕНЕНИЕМ ТРЕКОВЫХ МЕМБРАН

<p>Kolodyaznaya V.S.^a, Doct. Tech. Sc., professor Kostyuk V.A.^b Skuridina D.A.^c</p>	<p>Колодязная В.С.^a, докт.тех. наук, профессор Костюк В.А.^b Скуридина Д.А.^c</p>
<p>ITMO University, Russia, 191002, Saint-Petersburg, Lomonosova, 9</p>	<p>Университет ИТМО, Россия, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9</p>
<p>E-mail: a – kvs_holod@mail.ru; b – k_vasilina1996@mail.ru; c – darya_sofoklidi@mail.ru</p>	

Abstract

According to the dynamics of changes in the intensity of respiration and ascorbic acid content, the advantages of cold storage of apples in a controlled atmosphere (CA) (gas composition: oxygen concentration - (5.2 ± 0.1%), carbon dioxide - (3.6 ± 0.1%)) are revealed; CA is created using a gas-

selective composite membrane with an area of (18-22) cm² / kg, consisting of a substrate based on a polyethylene terephthalate track membrane and a selective layer based on a silicone block copolymer with a concentration of 2.2% and with a pore diameter $d = 0.2 \mu\text{m}$.

Аннотация

По изменению интенсивности дыхания и содержания аскорбиновой кислоты, а также фитопатологическим показателям выявлены преимущества холодильного хранения яблок в контролируемой атмосфере (газовый состав: концентрация кислорода - (5,2±0,1%), диоксида углерода - (3,6±0,1%)), создаваемой с помощью газоселективной композиционной мембраны площадью (18-22) см²/кг, состоящей из подложки на основе трековой мембраны из полиэтилентерефталата и селективного слоя на основе кремнийорганического блок-сополимера концентрацией 2,2% с диаметром пор $d=0,2$ мкм.

В решении проблемы длительного хранения плодов с минимальными потерями от инфекционных и физиологических заболеваний определяющее значение имеет поддержание определённой температуры и газового состава, отличающегося пониженным содержанием кислорода и повышенным диоксида углерода. В настоящее время, в литературе, для хранения свежей плодово-ягодной продукции предлагают использовать различные мембраны, изготовленные на основе полимерных или тканевых материалов. Они отличаются коэффициентами вариации, адгезионными свойствами, проницаемостью, эксплуатационными характеристиками, селективностью и прочностью. В настоящее время отсутствует научная информация о применении трековых мембран для создания газовых сред с пониженной концентрацией кислорода и повышенной диоксида углерода, влияющих на физиолого-биохимические процессы, качество и сохраняемость осенних сортов яблок.

В лаборатории ВНИИСК им С.В. Лебедева и Физико-технического института им А.Ф. Иоффе РАН изготовлены трековые мембраны из полиэтилентерефталата, обладающие высокой адгезией к газоселективному полимеру. Получение наноразмерных пор в полимерных материалах осуществлялось с помощью ионных пучков.

Цель работы - исследовать изменение интенсивности дыхания и кинетику реакции окисления аскорбиновой кислоты, а также определить фитопатологические показатели в процессе холодильного хранения яблок осенних сортов в контролируемой атмосфере.

Объектами исследования выбраны яблоки следующих осенних сортов: Пашкевич Красный, Грушовка Юдичева, Ананас Бержаницкого, Гибрид Седова, Пушкинское.

Сорта выращены в коллекционном саду Павловской опытной станции Всероссийского научно-исследовательского Института Растениеводства им. Н.И. Вавилова (ВНИИР). Урожай яблок собран в технической степени зрелости в сентябре 2017 года.

Для создания контролируемой газовой среды использовали композиционные газоселективные мембраны, состоящие из подложки на основе трековых мембран из полиэтилентерефталата и селективного слоя на основе кремнийорганического блок-сополимера; диаметр пор - 0,2 мкм, селективность по O₂ и CO₂ - 5,0[1]. Контролируемая атмосфера создавалась и регулировалась за счет дыхания плодов, помещенных в герметично закрытые полимерные контейнеры, имеющие газоселективную мембрану.

Контрольные образцы яблок хранили в обычной атмосфере в контейнерах без крышек; опытные образцы - в контейнерах с герметично закрытыми крышками. В них вставлены газоселективные мембраны.

Контрольные и опытные образцы яблок хранили при температуре (3±1)°С в течение 70 - 100 сут. Площадь мембран варьировали в интервале от 18 до 22 см²/кг в зависимости от сорта с учетом интенсивности дыхания яблок. Для исследования выбран следующий газовый состав: концентрация кислорода - (5,2±0,1%) и диоксида углерода - (3,6±0,1%).

После сбора урожая и периодически в процессе хранения в контрольных и опытных образцах яблок определяли интенсивность дыхания титрометрическим методом по выделе-

нию CO_2 содержание аскорбиновой кислоты - методом Тильманса, органолептические показатели по 5-ти балловой шкале [2], фитопатологические показатели по стандартной методике [3]. Данные обрабатывали методами математической статистики с нахождением доверительного интервала при вероятности 0,95.

Основной физиологический процесс, который оказывает наибольшее влияние на продолжительность хранения и качество продукции, является *дыхание*. От дыхания зависит: устойчивость объектов хранения к микробиологическим и физиологическим заболеваниям; изменение их массы; интенсивность послеуборочного дозревания и т.д. [4, 5].

При аэробном дыхании O_2 вступает в соединение с разными веществами (в большинстве случаев с моно- и дисахаридами). В результате выделяется тепло, диоксид углерода (CO_2) и вода. Энергия, которая выделяется при дыхании, нужна для поддержания жизненных процессов в продуктах хранения. Чем интенсивнее дыхание, тем больше расход питательных веществ и, тем быстрее снижается качество продукции. Поэтому следует создавать такие условия, при которых дыхание было бы минимальным [6].

На рисунке 1 показано изменение интенсивности дыхания в осенних сортах яблок при хранении в охлажденном состоянии контрольных образцов.

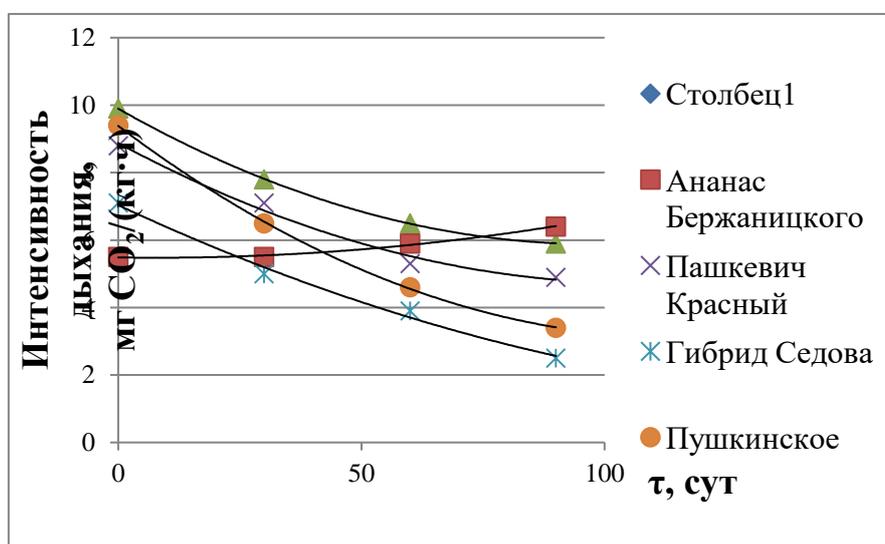


Рисунок 1 - Кинетические кривые изменения интенсивности дыхания в осенних сортах яблок при хранении в охлажденном состоянии контрольных образцов.

Как следует из рисунка 1, интенсивность дыхания зависит от сорта яблок. Они отличаются различной скоростью изменения этого показателя. При поступлении на хранение и на начальной стадии этого процесса все исследуемые сорта отличались высокой интенсивностью дыхания, которая при дальнейшем хранении постепенно снижалась. Максимальное значение интенсивности дыхания характерно для сорта «Грушовка Юдичева», минимальное - для сорта «Ананас Бержаницкого». Через 90 суток хранения интенсивность дыхания значительно уменьшается для сорта Гибрид Седова и незначительно для сортов Грушовка Юдичева и Ананас Бержаницкого. В опытных образцах исследуемых сортов яблок интенсивность дыхания определялась в конце хранения и снижалась в среднем на 30% относительно контроля.

Многие сорта яблок отличаются высоким содержанием такого важного биологически активного вещества, как аскорбиновая кислота. Однако, в процессе хранения эта кислота легко окисляется до обратимо окисленной формы дегидроаскорбиновой кислоты, а затем до инертной ее формы - дикетогулоновой кислоты. Скорость превращения этой кислоты существенно зависит не только от сорта, но и от температуры, газового состава и продолжительности хранения.

Исследованы изменения содержания аскорбиновой кислоты в зависимости от продол-

жительности хранения в охлажденном состоянии яблок осенних сортов «Ананас Бержаницкого» (рисунок 2), «Грушовка Юдичева» (рисунок 3), «Пашкевич Красный» (рисунок 4), «Гибрид Седова» (рисунок 5) и «Пушкинское» (рисунок 6).

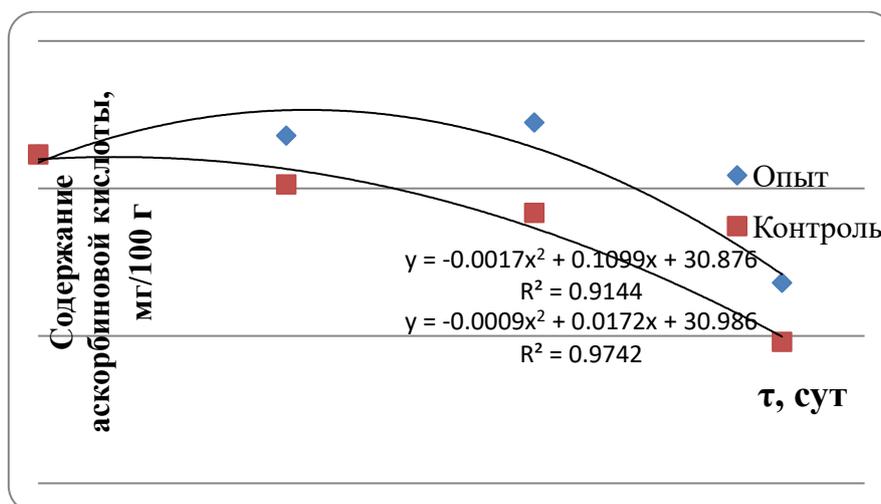


Рисунок 2 - Кинетические кривые изменения содержания аскорбиновой кислоты в яблоках сорта «Ананас Бержаницкого» при хранении в охлажденном состоянии.

Получены уравнения регрессии, характеризующие изменение содержания аскорбиновой кислоты $C_{a.k.}$

В яблоках сорта «Ананас Бержаницкого»:

$$C_{a.k.} = -0,0017\tau^2 + 0,1099\tau + 31,87 \text{ (опыт)}$$

$$C_{a.k.} = -0,0009\tau^2 + 0,0172\tau + 31,98 \text{ (контроль).}$$

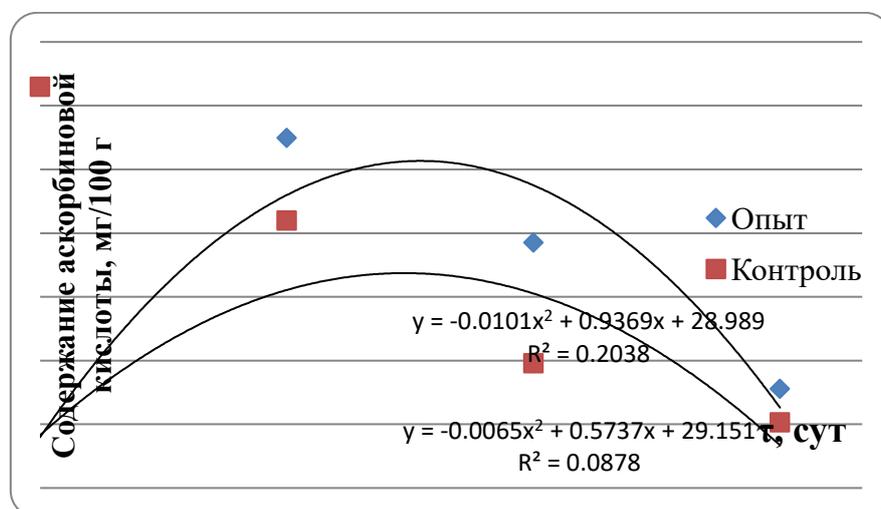


Рисунок 3 - Кинетические кривые изменения содержания аскорбиновой кислоты в яблоках сорта «Грушовка Юдичева» при хранении в охлажденном состоянии.

Получены уравнения регрессии, характеризующие изменение содержания аскорбиновой кислоты $C_{a.k.}$

В яблоках сорта «Грушовка Юдичева»:

$$C_{a.k.} = -0,0021\tau^2 - 0,0777\tau + 56,53 \text{ (опыт)}$$

$$C_{a.k.} = 0,0016\tau^2 - 0,4465\tau + 56,84 \text{ (контроль).}$$

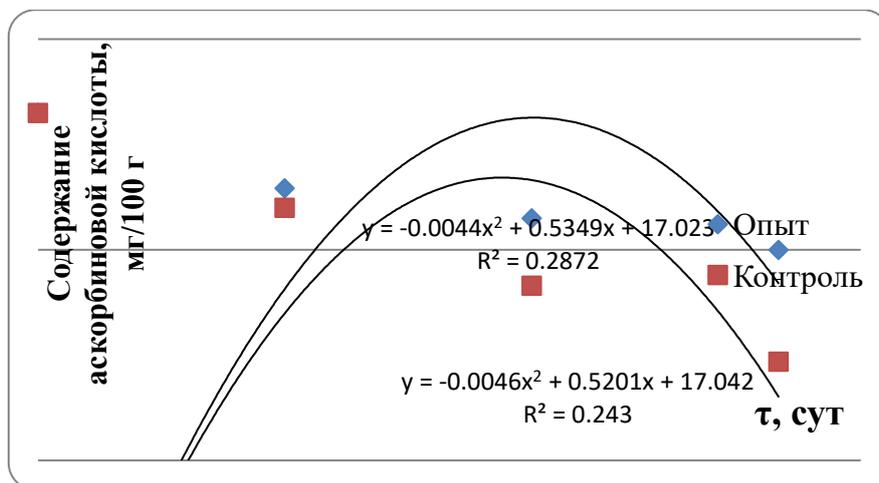


Рисунок 4 - Кинетические кривые изменения содержания аскорбиновой кислоты в яблоках сорта «Пашкевич Красный» при хранении в охлажденном состоянии.

Получены уравнения регрессии, характеризующие изменение содержания аскорбиновой кислоты $S_{a.k.}$

В яблоках сорта «Пашкевич Красный»:

$$S_{a.k.} = 0,0003\tau^2 - 0,0609\tau + 33,19 \text{ (опыт)}$$

$$S_{a.k.} = 0,0001\tau^2 - 0,0764\tau + 33,23 \text{ (контроль).}$$

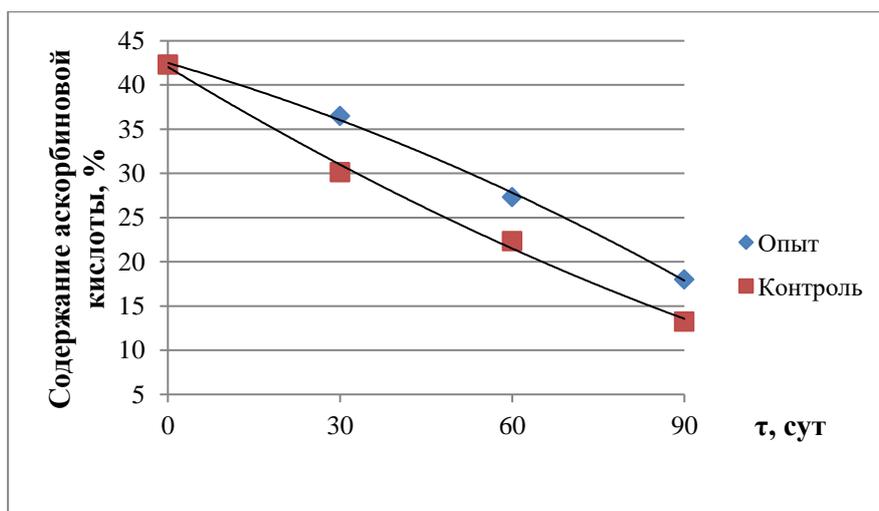


Рисунок 5 - Кинетические кривые изменения содержания аскорбиновой кислоты в яблоках сорта «Гибрид Седова» при хранении в охлажденном состоянии.

Получены уравнения регрессии, характеризующие изменение содержания аскорбиновой кислоты $S_{a.k.}$

В яблоках сорта «Гибрид Седова»:

$$S_{a.k.} = 0,87\tau^2 - 3,856\tau + 43,22 \text{ (опыт)}$$

$$S_{a.k.} = 0,775\tau^2 - 13,373\tau + 43,65 \text{ (контроль).}$$

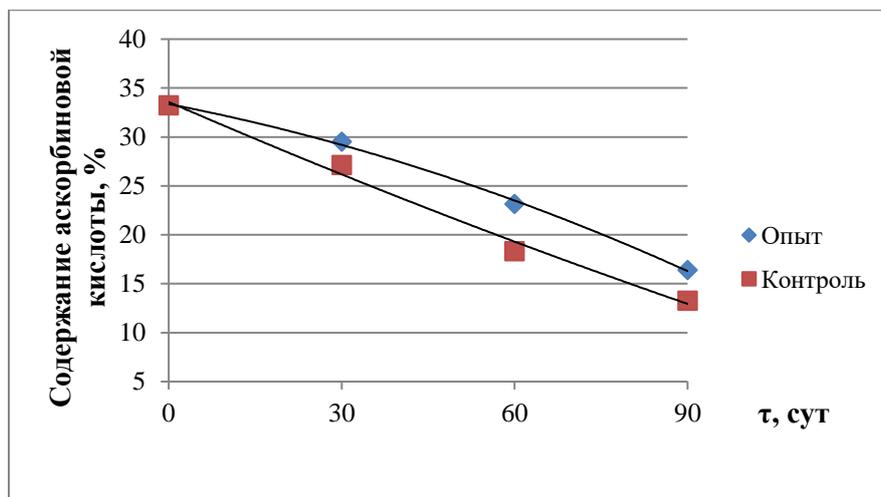


Рисунок 6 - Кинетические кривые изменения содержания аскорбиновой кислоты в яблоках сорта «Пушкинское» при хранении в охлажденном состоянии.

Получены уравнения регрессии, характеризующие изменение содержания аскорбиновой кислоты $C_{a.k.}$

В яблоках сорта «Пушкинское»:

$$C_{a.k.} = -0,76\tau^2 - 1,89\tau + 34,00 \text{ (опыт)}$$

$$C_{a.k.} = 0,26\tau^2 - 8,17\tau + 34,00 \text{ (контроль)}$$

Как следует из представленных данных, количество аскорбиновой кислоты снижается во всех сортах яблок как в контрольных, так и в опытных образцах. Связано это с тем, что при отдаче протонов, аскорбиновая кислота принимает участие во многих восстановительных реакциях, причем восстановительные ее свойства усиливаются под действием фермента аскорбатоксидазы. В качестве функциональной группы аскорбатоксидаза содержит медь (Cu), поэтому она и чувствительна к действию агентов, ингибирующих ферменты.

По результатам проведенных исследований были рассчитаны константы скорости реакций псевдопервого порядка (K) превращения органических кислот (K_1) и аскорбиновой кислоты (K_2) при хранении осенних сортов яблок в обычной (контроль) и контролируемой атмосфере (опыт).

Константа скорости реакций псевдопервого порядка (K) рассчитывалась по формуле:

$$K = \frac{1}{\tau} \ln \frac{C_0}{C},$$

где: C_0 - концентрация исследуемых веществ перед хранением;

C - концентрация исследуемых веществ через определенный промежуток времени хранения τ .

Значения (K) приведены в таблице 1.

Таблица 1 - Константы скорости реакций псевдопервого порядка (K) превращения аскорбиновой кислоты (K_1), $\tau = 90$ сут

Осенние сорта яблок	$K_1, 10^{-3} \text{ сут}^{-1}$	
	Опыт	Контроль
Ананас Бержаницкого	1,67	2,54
Грушовка Юдичева	6,04	6,97
Пашкевич Красный	1,14	2,17
Гибрид Седова	9,47	12,89
Пушкинское	7,85	10,21

Как следует из таблицы 1, скорость реакций превращения аскорбиновой кислоты при хранении осенних сортов яблок в контролируемой атмосфере ниже, чем в обычной. Это позволяет сохранить биологическую ценность.

В процессе хранения определены фитопатологические показатели сохраняемости яблок осенних сортов (таблица 2).

Таблица 2 - Фитопатологические показатели при продолжительности хранения, сут

Осенние сорта яблок	60 сут			90 сут		
	Здоровые плоды, %	Fusariumcu lmorum	Moniliafru ctigena	Здоровые плоды, %	Fusarium culmorum	Moniliafru ctigena
Контроль						
Ананас Бержаницкого	91,0	3,7	5,3	80,3	7,1	11,7
Грушовка Юдичева	92,1	1,9	6,0	90,0	3,4	6,6
Пашкевич Красный	90,7	4,6	13,7	82,3	4,5	13,2
Гибрид Седова	100	0	0	96,7	1,3	2,0
Пушкинское	91,7	2,6	4,8	87,5	4,6	7,9
Опыт						
Ананас Бержаницкого	96,2	0	3,8	87,5	4,1	7,4
Грушовка Юдичева	97,0	0	3,0	94,2	2,7	5,1
Пашкевич Красный	96,1	1,0	2,9	88,4	4,3	7,3
Гибрид Седова	100	0	0	100	0	0
Пушкинское	95,4	2,0	2,6	92,0	2,0	6,0

Как следует из таблицы 2 основными возбудителями инфекционных заболеваний яблок осенних сортов контрольных и опытных образцов являются грибы *Fusariumculmorum* и *Moniliafructigena*. Из анализа представленных в таблице 2 данных следует, что минимальные потери от микробиальной порчи при хранении контрольных образцов яблок сортов Ананас Бержаницкого и Пушкинское наблюдались через 60 суток, для сорта Грушовка Юдичева - через 90 суток. Для опытных образцов яблок сорта Грушовка Юдичева наблюдалась через 90 суток. Из исследуемых сортов яблок наиболее устойчив к инфекционным заболеваниям сорт Гибрид Седова, потери которого за 7 месяцев хранения составили 6,0%.

По комплексу органолептических, физико-химических показателей качества и микробиологических показателей безопасности обоснованы следующие сроки годности яблок осенних сортов в процессе хранения при $t = (3 \pm 1)^\circ\text{C}$ и относительной влажности воздуха $\varphi = 90 \dots 95\%$: контрольные образцы яблок сортов Ананас Бержаницкого, Грушовка Юдичева, Пашкевич Красный и Пушкинское до 60 суток, Гибрид Седова до 90 суток; опытные образцы этих сортов до 90 суток, а Гибрид Седова до 200 суток. При указанных сроках хранения органолептические показатели качества опытных и контрольных образцов яблок имели 4,8 балла.

По динамике изменения интенсивности дыхания и содержания аскорбиновой кислоты выявлены преимущества холодильного хранения яблок в контролируемой атмосфере (газовый состав: концентрация кислорода - $(5,2 \pm 0,1\%)$, диоксида углерода - $(3,6 \pm 0,1\%)$), создаваемой с помощью газоселективной композиционной мембраны площадью $(18-22) \text{ см}^2/\text{кг}$, состоящей из подложки на основе трековой мембраны из полиэтилентерефталата и селективного слоя на основе кремнийорганического блок-сополимера концентрацией 2,2% с диаметром пор $d=0,2 \text{ мкм}$.

Список литературы

1. Возняковский, А. П. Модификация поверхности трековой мембраны ультратонкими пленками полисилоксановых блок-сополимеров / А. П.Возняковский, М. Ф.Кудояров, М.Я. Патрова // Письма в ЖТВ. – 2007. – Т. 33, вып. №16. – С. 86 - 94.
2. Базарнова, Ю.Г. Методы исследования свойств сырья и пищевых продуктов / Ю.Г.Базарнова. – СПб: НИУИТМО.:2012. – 76 с.
3. Блекберн, К. де В. Микробиологическая порча пищевых продуктов / К. де В. Блекберн (ред.). – Пер. с англ. – СПб.: Профессия, 2011 – 784 с.
4. Колодязная, В. С. Влияние контролируемой атмосферы физиолого-биохимические процессы и показатели качества яблок при холодильном хранении / В.С.Колодязная, М. М.Данина, Ш.М. Коидов// Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Процессы и аппараты пищевых производств». – 2015. – №2. – С. 53-60.
5. Колодязная, В. С. Факторы повышения качества плодов при холодильном хранении / В.С.Колодязная, Е.И.Кипрушкина, А.Л. Седова, Т.А.Задворнова// Проблемы экономики и управления в торговле и промышленности. – СПб.: СПбГУ. – 2013. – №1. – С. 46-52.
6. Колодязная, В. С. Динамика физиолого-биохимических процессов и показателей качества осенних сортов яблок при холодильном хранении с применением газоселективных трековых мембран / В. С.Колодязная, Д. А.Скуридина, В. А. Костюк, К.Г.Барыльник// Холодильная техника – 2017. – № 12. – С. 32-36

УДК 663.18:637.1

APPLICATION OF PROBIOTICS IN MEDICINE AND IN THE FOOD INDUSTRY

ПРИМЕНЕНИЕ ПРОБИОТИКОВ В МЕДИЦИНЕ И В ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Kakimov A.K.^a , Doct. Tech. Sc., professor Kakimova Zh.H.^b , Cand. Tech. Sc., assistant professor Mirasheva G.O.^c , Cand. Tech. Sc., Acting Associate Professor Jumazhanova M.M.^d Kozhakhmetova A.N.^e	Какимов А.К.^a , д.т.н., профессор Какимова Ж.Х.^b , к.т.н., доцент Мирашева Г.О.^c , к.т.н., и.о. доцента Джумажанова М.М.^d Кожухметова А.Н.^e
Shakarim State University of Semey, Kazakhstan, 071412, Semey city, Glinkistreet 20A	Государственный университет имени Шакарима города Семей Республика Казахстан, 071412, г. Семей, ул. Глинки 20 А
E-mail: a – bibi.53@mail.ru; b – zhaynagul.kakimova@mail.ru; c – gulmira_mir@mail.ru; d – madina.omarova.89@mail.ru; e – madina.omarova.89@mail.ru	

Abstract

This article discusses current information about probiotics used in the food industry and medicine.

Аннотация

В данной статье рассматриваются современные сведения о пробиотиках, используемых в пищевой промышленности и медицине.

Питание, как фундаментальный процесс, лежащий в основе жизнедеятельности всех без исключения живых организмов, представляет огромный интерес с самых разных точек зрения.

В последние годы все большее внимание уделяется созданию продуктов функционального питания, способных оказывать определенное регулирующее действие на организм в целом или на его определенные системы и органы.

К важнейшей категории функционального питания в настоящее время относят пробиотики - биологические препараты, содержащие живые штаммы нормальной микрофлоры человека.

Термин «пробиотики» (от греческого “probio” - “для жизни”, “нормализующие жизнь”) впервые был употреблен в 1954г. F.Vergio, в монографии “Anti- undProbiotika”. Lilly и Stillwell (1965) называли пробиотиками вещества, которые продуцируются микроорганизмами и ускоряют рост других микроорганизмов. В дальнейшем этим термином стали называть и сами «полезные» бактерии. Так, в 1977 г. Л. Ричард и Р. Паркер понятие «пробиотик» использовали для обозначения живых микроорганизмов и продуктов их ферментации, обладающих антагонистической активностью по отношению к патогенной микрофлоре. В 1989 г. R. Fuller предложил под этим названием понимать «живую микробную кормовую добавку, которая оказывает полезное действие на животное-хозяина путем улучшения его кишечного микробного баланса». Vanbelleetal. (1990) определяли понятие «пробиотик» как антоним антибиотиков, т.е. «промотор жизни» [1, 2].

В настоящее время используются и другие определения термина «пробиотик». В 2002 г. рабочей группой ВОЗ было дано, например, следующее определение: пробиотики - это живые микроорганизмы, которые при применении в адекватных количествах вызывают улучшение здоровья организма-хозяина.

К настоящему времени разработано значительное число препаратов, относящихся к классу пробиотиков. Впервые продукт с доказанными пробиотическими свойствами, содержащий *L. casei*, был выпущен на рынке Японии в 1955 году под маркой «Yakult» [3].

За последние несколько десятков лет разработано большое количество препаратов и биологически активных добавок к пище, содержащих пробиотические микроорганизмы. Они предназначены для лечения и профилактики ряда заболеваний и состояний, обусловленных нарушением нормальной микрофлоры. Такие пробиотики - неперенный компонент функционального питания для поддержания здоровья определенных групп населения: спортсменов, лиц, работающих в условиях длительного воздействия вредных для здоровья факторов, или проживающих в экологически неблагоприятных регионах и т. д. Эти пробиотические препараты выпускаются в различных формах - во флаконах, в порошках, таблетках, медицинских свечах, а также в виде биологически активных добавок к пище (таблетки, капсулы) и кисломолочных продуктов.

В исследовании, проведенном К. Натакаи др. (2001) было показано, что назначение детям молока, обогащенного культурой *LactobacillusGG*, привело к сокращению количества и тяжести проявлений респираторных инфекций. Т. А. Федотовой (1999) было выявлено, что включение пробиотиков в программу оздоровления часто и длительно болеющих детей значительно снижало количество и длительность инфекционных проявлений.

Можно считать доказанным позитивный эффект ряда биопрепаратов при иммунопатологических состояниях: атопическом дерматите, бронхиальной астме, аллергическом рините, дерматогастроинтестинальном синдроме. Действительно, включение пробиотиков, содержащих культуры *Bifidobacteriumlactis Bb12* и *LGG*, в рацион детей, страдающих атопическим дерматитом, приводило к более быстрому купированию клинической симптоматики. Адаптивное действие пробиотических препаратов используется также для профилактики поствакцинальных осложнений.

Важная иммуномодулирующая и метаболическая активность, способность к коррекции микрофлоры кишечника детоксикационные свойства пробиотиков позволяют их использовать при вирусных гепатитах. Считают, что при сахарном диабете детям показаны длительные повторные курсы приема бифидо- и лактосодержащих пробиотиков.

Использование кисломолочных продуктов, обогащенных штаммами пробиотических

бактерий, является одним из новых подходов к профилактике и коррекции нарушений углеводного обмена, в частности гипергликемических состояний [4].

В последние годы стремительно увеличивается выпуск пищевых продуктов с дополнительными функциональными характеристиками, так называемых функциональных продуктов питания. Такие продукты при систематическом употреблении обладают, наряду с общей пищевой ценностью, способностью специфически поддерживать и регулировать конкретные физиологические функции, биохимические и поведенческие реакции, сохранять и улучшать физическое и психическое здоровье человека и снижать риск возникновения заболеваний.

Успешное применение пробиотических культур в профилактике и лечении ряда заболеваний в сочетании с отечественными традициями широкого использования в питании послужило стимулом к разработке и организации учеными-технологами промышленного выпуска широкого спектра пробиотических продуктов.

Сегодня пробиотики могут быть найдены в широком ассортименте коммерческих молочных продуктов, включая йогурт (также питьевые), сквашенном и свежем молоке и в сырах. Молоко является хорошим поставщиком пробиотических штаммов благодаря присущим свойствам и наличию того факта, что большинство молочных продуктов хранятся при низких температурах. Некоторые эксперименты *in vitro* показали, что молоко или молочные компоненты могут защищать молочнокислые бактерии и бифидобактерии от низких значений pH и желчных кислот [5].

На адаптированной молочной основе был разработан продукт «Бифилин» для детского питания, «Бифилин - М», «Бифилин - Д» (вырабатываемые на цельном молоке), которые производятся при использовании стимулятора роста бифидобактерий, вносимых в пастеризованное молоко или стерилизованное молоко. Количество клеток бифидобактерий в 1 см³ готового продукта: 10⁸-10⁹ при pH 4,6-4,7 [6].

В научно-исследовательской лаборатории инженерного профиля «Наноинженерные методы исследований» ТарГУ им. М.Х. Дулати проводятся исследования по производству кисломолочного напитка «Шалап» на основе использования бифидобактерий штамма *Bifidumbacterium bifidum*. Препарат представляет собой микробную массу живых, антагонистически активных бифидобактерий штамма *Bifidumbacterium bifidum*, лиофилизированную в среде культивирования с добавлением сахарозо-желатино-молочной среды. Терапевтический эффект бифидумбактерии на определяющие содержащиеся в нем живые бифидобактерии, которые обладают антагонистической активностью против широкого спектра патогенных и условно-патогенных микроорганизмов (*Shigelleflexneri*, *Shigellesonnei*, *Escherihiacoli*, *Staphylococcus aureus*, *Proteus vulgaris*, *Proteus mirabilis*) [7].

Учеными НИИ аэробологии Государственного научного центра вирусологии и биотехнологии «Вектор» были разработаны технологии бифидопродуктов – бифидокефира и детского бифидокефира «Найс». Отличие процесса производства этих бифидопродуктов от традиционного способа производства кефира заключается в добавлении наряду с кефирной закваской жидкого концентрата бифидобактерий *B. bifidum* №791 [8].

На сегодняшний день, ассортимент молочных продуктов с пробиотиками обогащен такими продуктами как «Бифидосметана», творожные и кисломолочные пасты с бифидобактериями [9].

Помимо использования только бифидобактерий в качестве пробиотиков при производстве молочных продуктов, также могут быть использованы смешанные культуры различных пробиотиков. Так, известны технологии производства пробиотических продуктов «Бифилакт» и «Бифидин». «Бифилакт» скашивается термофильными стрептококками, ацидофильными палочками и бифидобактериями. При производстве «Бифидина» обезжиренное молоко или пахта сквашивается чистыми культурами мезофильных молочнокислых стрептококков и бифидобактериями *Bifidobacterium adolescentis* [10,11].

Зарубежные потребители широко используют пробиотический продукт Actimel – кисломолочный продукт, содержащий пробиотик *Lactobacillus casei* DN-114 001, а также йогуртовые ферменты. Употребление данного продукта во время вакцинации против гриппа людей пожилого возраста, как показали ученые Франции, способствует быстрому восста-

новлению иммунных свойств организма [12].

Российскими учеными разработана документация наряд молочных продуктов пробиотической направленности. Пробиотиком выступает *Lactobacillus acidophilus* штамма 126. Напиток кисломолочный «Биобактон» (ТУ 9222 – 041 – 07532800 - 2003), вырабатывают из пастеризованного и нормализованного по жиру молока с добавлением или без добавления витаминов или вкусовых и ароматических наполнителей, сквашенного чистой культурой ацидофильной палочки. Напитки различаются внесенными наполнителями и выпускаются в следующем ассортименте: кисломолочный «Биобактон», кисломолочный «Биобактон» витаминизированный, кисломолочный «Биобактон» фруктовый, кисломолочный «Биобактон» с медом.

Напиток кисломолочный «Варенецацидофильный» (ТУ 9222-047-07532800 - 2003), вырабатывают из пастеризованного и нормализованного по жиру молока с добавлением или без добавления витаминов, вкусовых и ароматических наполнителей, сквашенного чистой культурой ацидофильной палочки [13].

Творог и творожные изделия «Биобактон» (ТУ 9222 – 048-07532800-2004) вырабатывают из пастеризованного и нормализованного по жиру молока с добавлением или без добавления сливок, концентрата натурального казеина, биопротеина, сахара, соли, лактулозы, фруктовых и ароматических наполнителей, сквашенного чистыми культурами молочнокислых стрептококков и ацидофильных палочек [13].

Сметана «Биобактон» (ТУ 9222 – 049 – 07532800-2004) изготавливается из сливок коровьего молока с добавлением или без добавления биопротеина, биопротектора, лактулозы, сквашенных чистыми культурами лактококков и термофильных стрептококков и ацидофильной палочки [12,13].

В работах турецких ученых [14] было изучено влияние пробиотика *Lactobacillus acidophilus* на сенсорные свойства, время созревания и состав турецкого белого сыра, а также выживаемость *L. acidophilus* в течение созревания сыра под вакуумом и в рассоле. Было установлено, что при созревании в вакуумной упаковке *L. Acidophilus* сохраняет жизнеспособность в количестве $>10^7$ КОЕ/г, что является достаточным для позитивного влияния на здоровье человека.

Для производства традиционного греческого йогурта были исследованы пробиотики *Lactobacillus plantarum* ACA-DC 146 and *L. paracasei* subsp. *tolerans* ACA-DC 4037. Оба штамма показали низкие показатели кислотообразования. Йогурт, полученный с использованием *L. paracasei* subsp. *tolerans* ACA-DC 4037 показал лучшие сенсорные свойства с богатым традиционным мягким вкусом, и этот штамм был выбран для дальнейших исследований. Йогурт, полученный с помощью этого штамма, имел хорошие физико-химические показатели. После 2 недель хранения при низких температурах, содержание пробиотиков составило $>7,0$ lg КОЕ/г, что соответствовало международным рекомендациям и руководствам по содержанию пробиотиков и заквасок в молочных продуктах [15].

Также была изучена способность сыра Чеддер как поставщика жизнеспособных пробиотиков в организм. Ограниченное количество исследований показало, что этот продукт может поддерживать жизнеспособность определенных бифидобактерий и исследования ирландских ученых [16] определили два штамма *Lb. paracasei*, способные сохранять жизнеспособность в течение длительного времени созревания сыра Чеддер. Более того, было установлено, что пробиотический сыр может быть произведен без изменений технологии сыра, что делает эту систему привлекательной для коммерческого использования.

Список литературы

1. Артюхова, С. И. Использование пробиотиков и пребиотиков в биотехнологии производства биопродуктов: монография / С. И. Артюхова, Ю. А. Гаврилова. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2010. – 112 с.
2. Lilly, D.M. Probiotics: growth promoting factors produced by microorganisms / D.M. Lilly, R.H. Stilwell// Science 1965- 147:747-48.
3. Блинов, В.А. Пробиотики в пищевой промышленности и сельском хозяйстве: моно-

- графия / В А. Блинов, С.В. Ковалева, С.Н. Буршина. – Саратов: ИЦ «Наука», 2011. – 171 с.: ил.
4. Лыкова, Е.А. Применение пробиора и бифидумбактерина форте у новорожденных детей в условиях родильного дома / Е.А. Лыкова, Е.О. Дорошенко, Т.В. Мацулевич // Материалы XII Российского национального конгресса «Человек и лекарство». – М., 2005. – С.449.
 5. Какимов, А.К. Пробиотики. Пребиотики. Синбиотики: аналитический обзор / А. К. Какимов, Ж. Х. Какимова, А.Е. Бепеева, В. В. Хуторянский, Ж.С. Есимбеков. – Усть-Каменогорск: ВКФ АО «НЦНТИ», 2015. – 49 с.
 6. Семенихина, В.Ф. Особенности использования бифидобактерий при производстве пробиотических кисломолочных продуктов / В.Ф. Семенихина, И.В. Рожкова, А.В. Бегунова // Наука – производству. – 2011. – №2. – С.15-17.
 7. Боранкулова, А.С. Использование бифидобактерий в производстве кисломолочных напитков / А.С. Боранкулова – 2013. – № 2. – С.67-69.
 8. Бархатова, Т.В. Питательные среды для бифидобактерий: Учебное пособие для работников лабораторий молочной промышленности и биотехнологов / Т.В. Бархатова, Т.Н. Садовая. – Краснодар, Изд – во КРИА, 2003. – 20 с.
 9. Васюков, М.С. Новые виды бифидосодержащих продуктов / М. С. Васюков // Молочная промышленность, №1. – 2004. – С. 41-45.
 10. Фрампольская, Т.В. Бифидобактерии и их использование в технологии молочных продуктов: учебное пособие / Т.В. Фрампольская; под ред. Т.В. Фрампольская. – Краснодар: КРИА, 2001. – 40 с.
 11. Бурлакова Е.В. Реализация свойств растительных пребиотических ингредиентов в биотехнологии и контроле качества бифидопродуктов: дис. канд. тех. наук / Е.В. Бурлакова. – Кубанский государственный технологический университет. – Ставрополь, 2009. – 124 с.
 12. Bogue, T. A probiotic fermented dairy drink improves antibody response to influenza vaccination in the elderly in two randomised controlled trials / T. Bogue, M. Remigy, S. Vaudainec, J. Tanguy, R. Bourdet-Sicard, Sylvie van der Werf. // Vaccine. – 2009. – P. 5677-5684.
 13. Самойлов, В. А. Молочные продукты пробиотической направленности / В. А. Самойлов, П. Г. Нестеренко, О.А. Суюнчив // Молочная промышленность. – 2007. – №7. – С. 45-46.
 14. Kasımoğlu, A. Probiotic white cheese with *Lactobacillus acidophilus* / A. Kasımoğlu, M. Göncüoğlu, S. Akgün // International Dairy Journal. – 2004. – №14. – P. 1067-1073.
 15. Maragkoudakis, P. A Production of traditional Greek yoghurt using *Lactobacillus* strains with probiotic potential as starter adjuncts / P. A. Maragkoudakis, C. Miaris, P. Rojez, N. Manalis, F. Magkanari, G. Kalantzopoulos, E. Tsakalidou // International Dairy Journal. – 2006. – №16. – P. 52-60.
 16. Stanton, C. Probiotic Cheese / C. Stanton, G. Gardiner, P. B. Lynch, J. K. Collins, G. Fitzgerald, R. P. Ross // Int. Dairy Journal 8, 1998. – P. 491-496.

УДК 532.133:536.71

VAPOR PRESSURE AND VISCOSITY OF MIXTURE OF SYNTHETIC OIL ISO 22 WITH REFRIGERANT R134a

ДАВЛЕНИЕ КИПЕНИЯ И ВЯЗКОСТЬ СМЕСИ СИНТЕТИЧЕСКОГО МАСЛА ISO 22 И ХЛАДОНА R134a

Lapardin N.I. ^a , Cand. Tech. Sc., associate professor	Лапардин Н.И. ^a , к.т.н., доцент
Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine, 65082, Odessa, Dvoryanskaya St., 1/3	Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, 65082, Одесса, ул. Дворянская, 1/3
E-mail: a – lapardin2004@gmail.com	

Abstract

The boiling point and viscosity of the mixture of synthetic polyol ester lubricating oil ISO 22 and HFC R134a were measured over a temperature range from 233 to 373 K, at pressures up to 3.6 MPa, and the mass composition from 0.3 to 0.9. Correlation equations are proposed that describe the boiling pressure and viscosity in the specified temperature range and composition of the mixture with sufficient accuracy.

Аннотация

Давление кипения и вязкость смеси синтетического полиолэфирного смазочного масла ISO 22 и хладагона R134a были измерены в диапазоне температур от 233 до 373 К, при давлениях до 3.6 МПа, и массовой доли масла от 0.3 до 0.9. Предложены корреляционные уравнения, которые с достаточной точностью описывают давление кипения и вязкость в указанном диапазоне температур и состава смеси.

Хладон R134a представляет собой гидрофторуглерод CF_3CFH_2 (1,1,1,2-тетрафторэтан) с потенциалом разрушения озона $\text{ODP} = 0$ и потенциал глобального потепления $\text{GWP} = 1300$. R134a нетоксичен, не воспламеняется во всем диапазоне температур эксплуатации, обладает химической стабильностью в холодильной системе, не относится к разряду "опасных веществ" в соответствии с критериями Европейского Сообщества. Этот хладон был разработан как заменитель озоноразрушающего хладагона R12. Использовать его рекомендуется в бытовых холодильниках с герметичными компрессорами, среднетемпературном торговом холодильном оборудовании с герметичными, полугерметичными и негерметичными поршневыми компрессорами, крупном торговом и промышленном холодильном оборудовании с винтовыми и негерметичными поршневыми компрессорами, системах кондиционирования воздуха в зданиях и промышленных помещениях, водоохладительных установках с винтовыми или центробежными компрессорами, на холодильном транспорте, а также в качестве пропеллента в аэрозольных смесях, реже в качестве вспенивателя для получения пенополистирольных материалов. В ближайшее время широко применявшиеся ранее хладагоны R22 и R502 должны заменить многокомпонентные смеси холодильных агентов, составленные из озонобезопасных гидрофторуглеродов – таких как хладон R32, R125, R134a.

Применение новых экологически безопасных хладагентов в системах охлаждения с высокими энергетическими показателями тесно связано с использованием в современных компрессорах новых синтетических смазочных масел на полиалкиленгликолевой или полиолэфирной основе. В соответствии с требованиями, предъявляемыми к холодильным компрессорам и системам, они должны смешиваться и растворяться в альтернативных хладагентах и обладать в смесях с ними достаточной величиной вязкости даже при значительном повышении температуры. Синтетические смазочные масла, в первую очередь полиолэфирные, отвечают этим требованиям и могут быть использованы в различных типах выпускаемых промышленностью компрессоров, а сведения о свойствах смесей смазка-хладагент становятся весьма важными и крайне необходимыми. Этим определяется актуальность проведения исследований термодинамических и переносных свойств как отдельно масла и хладагента, так и масло-хладоновой смеси.

Настоящая работа является продолжением исследований свойств смесей синтетических смазочных масел с хладагентами [1-6] и посвящена измерениям парожидкостного равновесия и вязкости смеси смазочного масла ISO 22 и хладагона R134a. Особое внимание было уделено разработке корреляционных уравнений, основанных на полученных экспериментальных данных, и передающих термическую и концентрационную зависимость давления кипения и вязкости масло-хладоновой смеси.

Данные о фазовом равновесии жидкость-пар были получены с помощью ячейки постоянного объема. Она размещалась в термостате и была заправлена маслом и хладагентом в таком количестве, чтобы паровое пространство верхней части ячейки было минимально. По уравнению состояния рассчитывалась плотность и масса пара хладагона в этом пространстве.

Давление определялось при помощи цифрового преобразователя давления. Температура измерялась образцовым платиновым термометром сопротивления. Валовая концентрация смеси находилась по массе заправленных компонентов.

Вязкость измерялась методом капилляра. Истечение потока жидкости через капилляр происходило под действием небольшого перепада давления. В опытах измерялось время истечения определенного количества вещества, а также температура и давление. Погрешность измерений вязкости не превышала $\pm 1.8\%$.

Подробное описание схем установок для измерения равновесия жидкость-пар и вязкости, а также методик проведения опытов представлено в более ранних работах [7-9]. Для расчета термодинамических свойств хладагента R134a нами использовалось уравнение состояния, представленное в базе данных REFPROP [10].

При измерениях фазового равновесия жидкость-пар исследуемой смеси массив P-T-x данных получен в диапазоне температур 233 ... 373 К при давлениях от 0.018 до 3.654 МПа и массовой доли масла 0.3 ... 0.9. Экспериментальные измерения вязкости проведены в области температур от 233 до 373 К и массовой доли масла от 30% до 90%. В табл. 1 и 2 приведены результаты экспериментальных измерений давления кипения P и коэффициента кинематической вязкости ν смеси смазочного масла ISO 22 и хладагента R134a при различных значениях массовой доли масла x и температуры T.

Таблица 1 – Экспериментальные значения давления кипения смеси смазочного масла ISO 22 и хладагента R134a

T, К	P, МПа				
	x=0.303	x=0.501	x=0.697	x=0.799	x=0.904
233.15	–	0.049	0.041	0.031	0.018
253.15	0.128	0.12	0.098	0.076	0.044
273.15	0.28	0.261	0.211	0.161	0.093
293.15	0.543	0.501	0.401	0.306	0.174
313.15	0.958	0.88	0.695	0.528	0.299
333.15	1.573	1.433	1.119	0.846	0.476
353.15	2.446	2.209	1.706	1.28	0.716
373.15	3.654	3.281	2.502	1.863	1.037

В качестве графической иллюстрации полученных данных на рис. 1 - 3 показаны диаграммы вязкость–температура, давление кипения–состав и давление кипения–температура. Отметим, что для отображения изобар на диаграмме вязкость–температура, приведенной на рис. 1, использованы результаты исследования давления кипения смеси. Как видно, вязкость исследуемой смеси является сложной функцией трех переменных и зависит от температуры, давления и массового состава смеси.

Таблица 2 – Экспериментальные значения вязкости смеси смазочного масла ISO 22 и хладагента R134a

T, К	$\nu, 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$				
	x=0.299	x=0.499	x=0.697	x=0.797	x=0.899
233.15	–	9,55	83,8	293	1170
253.15	1,09	4,43	25,9	71,1	214
273.15	0,76	2,62	11,1	24,6	60,3
293.15	0,58	1,64	5,50	10,6	21,4
313.15	0,47	1,18	3,37	5,79	10,3
333.15	0,38	0,88	2,23	3,65	5,96
353.15	0,31	0,66	1,57	2,43	3,85
373.15	0,25	0,55	1,16	1,79	2,78

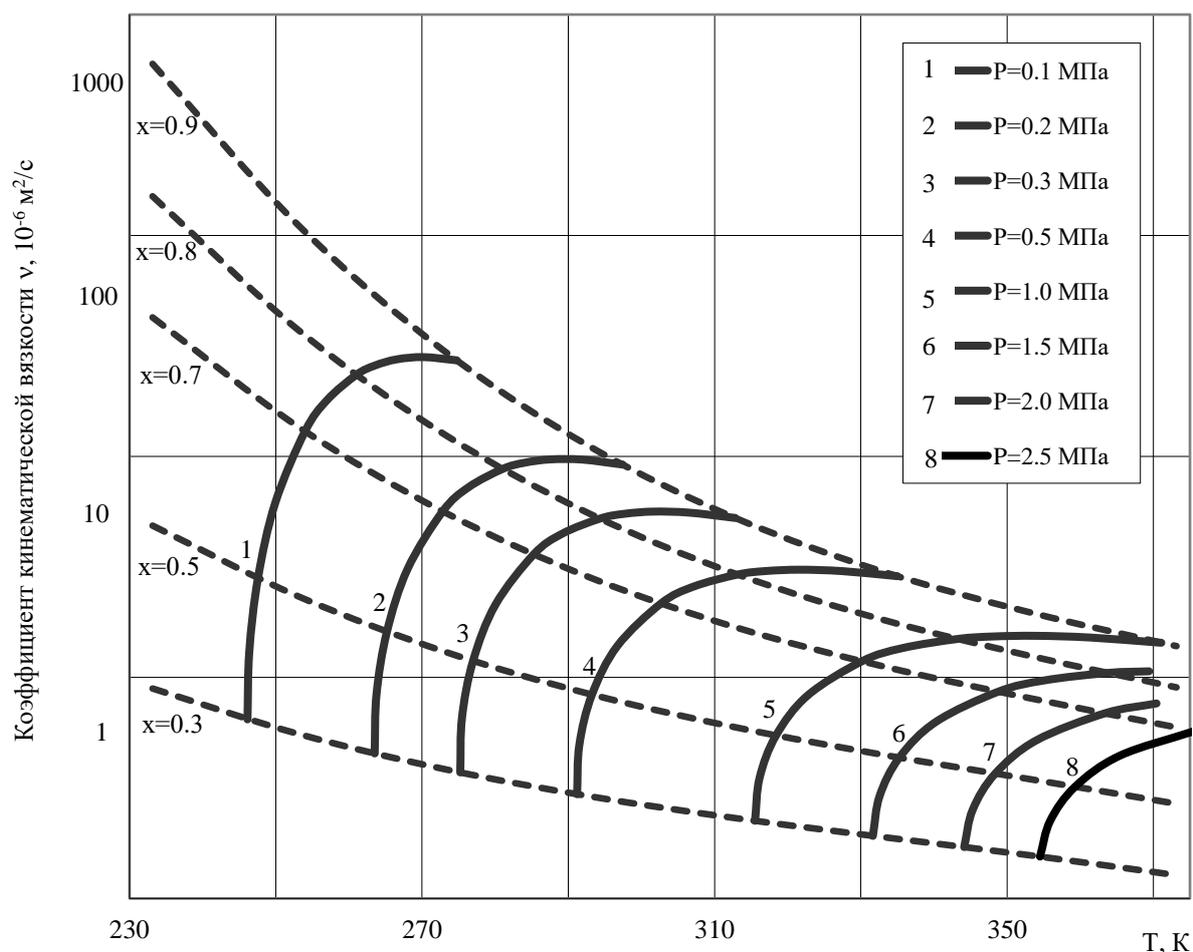


Рисунок 1 – Вязкость смеси смазочного масла ISO 22 и хладона R134a

Приведенные ниже корреляционные уравнения получены аппроксимацией наших экспериментальных данных. Они позволяют рассчитать давление кипения и вязкость смеси смазочного масла ISO 22 и хладона R134a в указанных выше пределах диапазона температур и интервала массовой концентрации масла.

$$P = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^2 a_{ij} \cdot (t/100)^i \cdot x^j \quad (1), \quad \log \nu = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^2 c_{ij} \cdot (t/100)^i \cdot x^j \quad (2),$$

где P – давление кипения в МПа; t – температура в °С; x – массовая доля масла; ν – коэффициент кинематической вязкости, $10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Коэффициенты полиномов приведены в табл. 3.

Таблица 3 – Коэффициенты уравнений (1) и (2) для смеси смазочного масла ISO 22 и хладона R134a

Коэффициенты a_{ij} уравнения (1)				
$j \setminus i$	0	1	2	3
0	0,21768	0,72664	1,11252	1,17415
1	0,37888	1,32240	1,46075	-0,01469
2	-0,57273	-1,96908	-2,49118	-1,17356
Коэффициенты c_{ij} уравнения (2)				
$j \setminus i$	0	1	2	3
0	-0,72824	-0,47791	0,34259	-0,17384
1	1,67375	0,01274	-0,23567	-0,05902
2	1,23007	-2,49359	1,94226	-0,39883

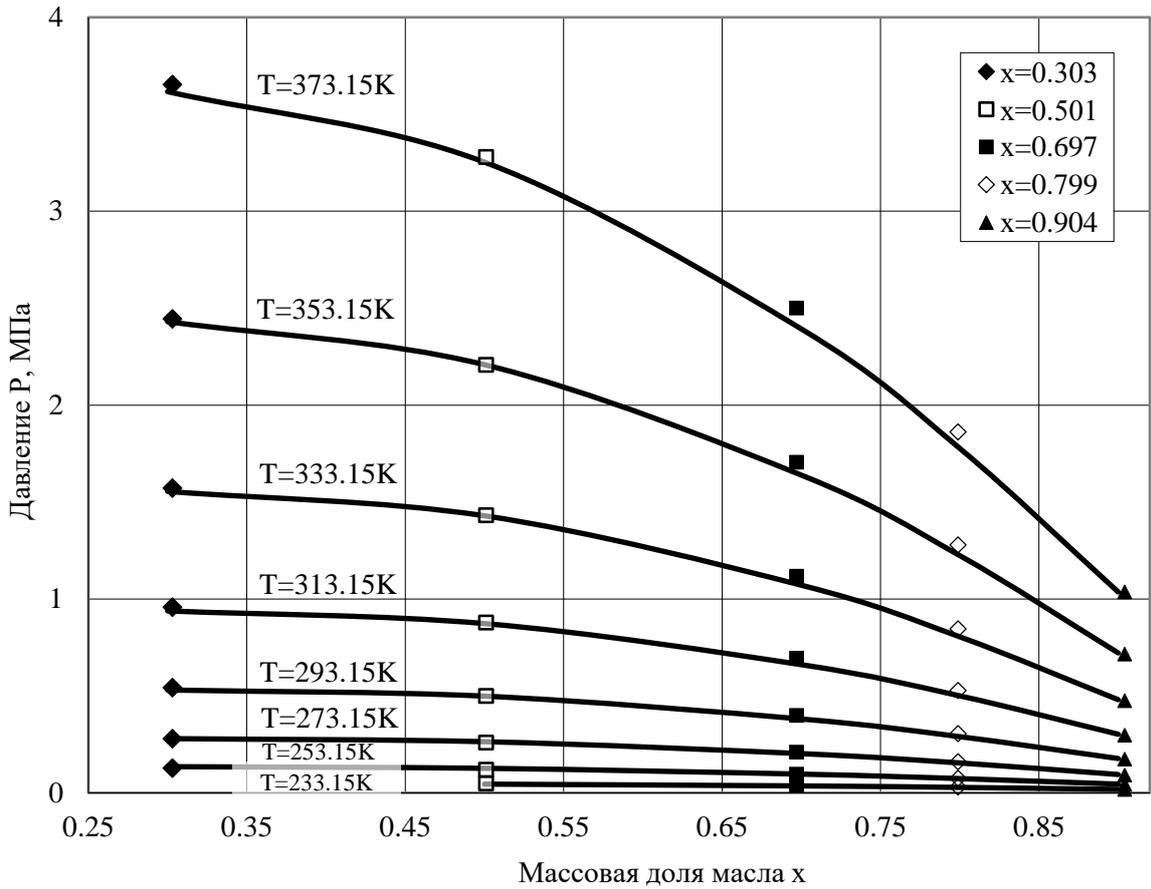


Рисунок 2 – Диаграмма P–x смеси смазочного масла ISO 22 и хладагента R134a

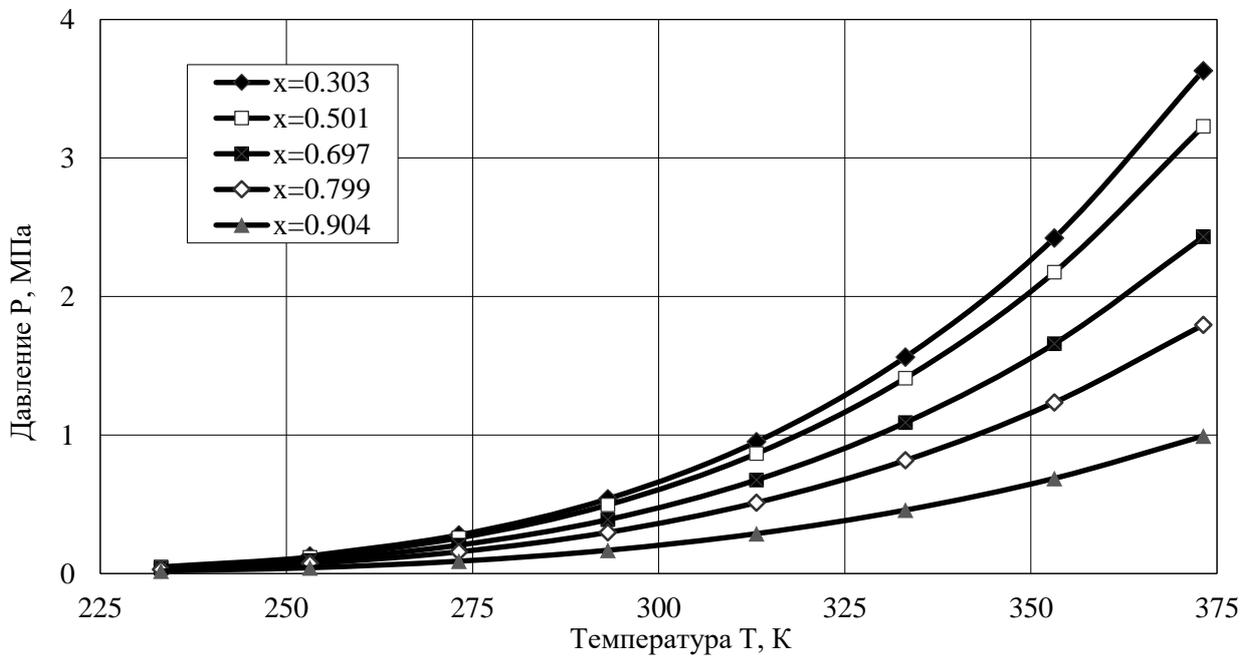


Рисунок 3 – Давления кипения смеси смазочного масла ISO 22 и хладагента R134a

Расхождения между полученными экспериментальными данными о давлении кипения смеси хладагента R134a и смазочного масла ISO 22, а также ее вязкости, и рассчитанными по уравнениям (1) и (2) величинами показаны на рис. 4 и рис. 5.

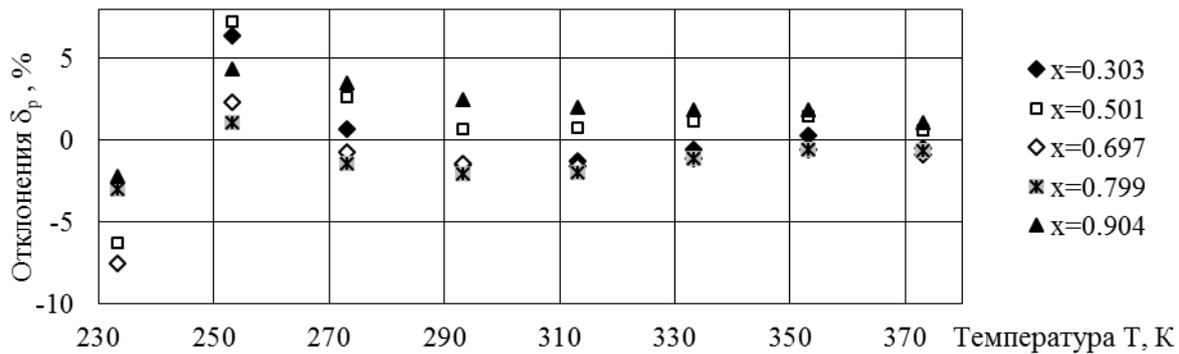


Рисунок 4 – Отклонения рассчитанных по уравнению (1) значений от экспериментальных данных по давлению кипения смеси смазочного масла ISO 22 и хладона R134a

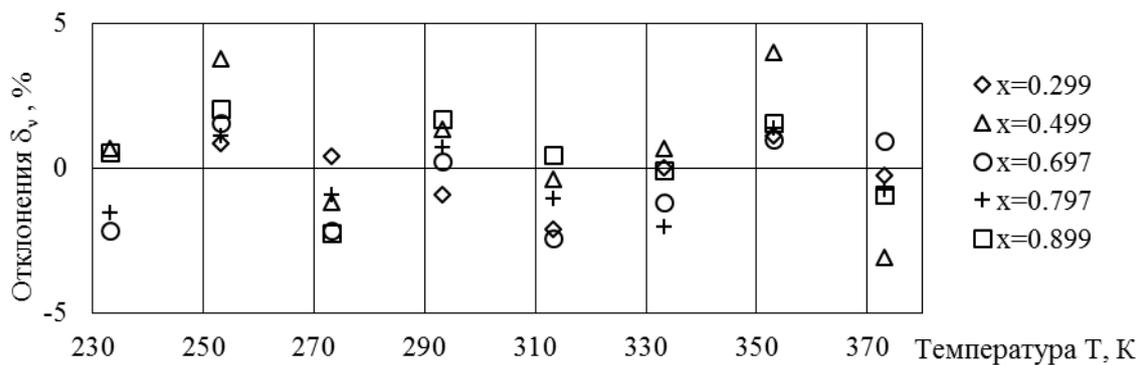


Рисунок 5 – Отклонения рассчитанных по уравнению (2) значений от экспериментальных данных по вязкости смеси смазочного масла ISO 22 и хладона R134a

Проведены экспериментальные измерения вязкости и давления кипения смеси смазочного масла ISO 22 и хладона R134a в области температур 233 ... 373 К, при давлениях от 0.02 до 3.6 МПа и массовой концентрации масла от 30 до 90%. Аппроксимация экспериментальных данных по давлению кипения смеси, как функции температуры и ее массового состава, уравнением (1) проведена со среднеквадратичной погрешностью 2.8% и максимальном отклонении -7.5%. Температурная и концентрационная зависимость коэффициента кинематической вязкости смеси смазочного масла ISO 22 и хладона R134a описана уравнением (2) со среднеквадратичным отклонением 1.6%, а максимальная погрешность составила 4.0%. Приведенные выше корреляционные зависимости позволяют проводить расчеты вязкости и давления кипения исследуемой смеси с точностью, удовлетворяющую инженерную практику. Следует отметить, что о существовании и возможных границах области несмесимости или ограниченной растворимости для рассматриваемой смеси невозможно сделать определенных заключений по полученным экспериментальным данным. Постановка такой задачи требует проведения дополнительных исследований с изменением метода и конкретизацией диапазона измерений.

Список литературы

1. Лапардин, Н. И. Термодинамические и переносные свойства смеси R410В со смазочным маслом / Н. И. Лапардин, В. З. Геллер // Харч. наука і технологія. – 2009. – № 4. – С. 78-81.
2. Геллер, В. З. Исследование растворимости и вязкости смеси компрессорного масла ISO 46 с хладонem R404A [Электронный ресурс]/ В. З. Геллер, Н. И. Лапардин // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали III Міжнародної науково-технічної конф., Миколаїв, 4-6 жовтня 2012 р. / Національний ун-т кораблебудування. – Миколаїв, 2012. – С.

201-204. – Режим доступа: <http://conference.nuos.edu.ua/catalog>.

3. Лапардин, Н. И. Равновесие жидкость-пар и вязкость смеси смазочного масла ISO 170 с хладоном R407C [Электронный ресурс] / Н. И. Лапардин, В. З. Геллер // Вестн. Новгород. гос. ун-та. – Новгород, 2013. – № 73, т. 2. – С. 24-27 – Режим доступа: <http://www.novsu.ru/file/1082810>.

4. Geller, V. Z. Solubility and miscibility of refrigerants R407C and R410A with synthetic compressor oils / V. Z. Geller, N. I. Lapardin // Refrigeration Engineering and Technology. – 2016. – № 52 (3). – P. 36 - 41.

5. Лапардин, Н. И. Равновесие жидкость-пар и вязкость смеси смазочного масла ISO 22 с хладоном R404A // Казахстан-Холод 2017: Сб. докл. межд. науч.-техн. конф., Алматы, 15-16 марта 2017 г. / АТУ. – Алматы, 2017. – С. 145-149.

6. Лапардин Н. И. Вязкость и давление кипения смесей хладагента R134a и смазочного масла ISO 32 / Казахстан-Холод 2018: Сб. докл. межд.науч.-техн. конф., Алматы, 15-16 марта 2018 г. / АТУ. – Алматы, 2018. – С. 68-73.

7. Bivens, D. B. Thermodynamic properties of R32/R125 mixture [Text] / D. B. Bivens, A. Yokozeki, V. Z Geller // In Proceedings of the 4th Asian Thermophysical Conference, Japan, 1993 – P. 3295-3304.

8. Bivens, D. B. Transport properties and heat transfer of alternatives for R502 and R22 [Text] / D. B. Bivens, A. Yokozeki, V. Z. Geller, M. E. Paulaitis // In Proceedings of the ASHRAE/NIST Refrigerants Conference , Gaithersburg, MD, 1994 – P. 73-84.

9. Geller, V. Z. Viscosity of HFC32 and HFC32 /lubricant mixtures [Text] / V. Z. Geller, M. E. Paulaitis, B. Bivens, A. Yokozeki, In Proceedings of the 12th Symposium on Thermophysical Properties, Boulder, CO, June 1994. – P. 477-486.

10. Lemmon, E. W. NIST Standard Reference Database 23, NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties—REFPROP, version 8.0. [Text] / E. W. Lemmon, M. L. Huber, M. O. McLinden // Standard Reference Data Program, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD. - 2007.

УДК 697.921.47

ECONOMIC BENEFIT OF MEASURES TO INCREASE VENTILATION SYSTEMS ENERGY EFFICIENCY

ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ВЫГОДА МЕРОПРИЯТИЙ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

Galyuzhin S.D. ^a , Cand. Tech. Sc., associate professor Lobikava N.V. ^b Lobikava O.M. ^c	Галюжин С.Д. ^a , канд. тех. наук, доцент Лобикова Н.В. ^b Лобикова О.М. ^c
Belarusian-Russian University, Republic of Belarus, 212000, Mogilev, Mira Ave, 43	Белорусско-Российский университет, Республика Беларусь, 212000, г. Могилев, проспект Мира, 43
E-mail: a – serg.galujin@yandex.ru ; b – nadya.lobickova@yandex.ru ; c – olg.lobikova@yandex.ru	

Abstract

The necessity of reducing energy consumption in the construction and reconstruction of buildings. The technique of estimation of efficiency of application of heat exchangers in ventilation

systems of buildings. The technique takes into account not only the heat recovery in the heat exchanger, but also its loss due to the increase in the aerodynamic resistance of the ventilation system when installing the heat exchanger. Shows a diagram of the ventilation system with the installation of fans, when the effectiveness of the recuperator is the highest. The prospects of application of modern ventilation systems containing a recuperator are shown.

Аннотация

Обоснована необходимость сокращения потребления энергии при строительстве и реконструкции зданий. Разработана методика оценки эффективности применения рекуператоров в системах вентиляции зданий. Методика учитывает не только утилизацию тепла в рекуператоре, но и его потери из-за увеличения аэродинамического сопротивления вентиляционной системы при установке рекуператора. Показана схема вентиляционной системы с такой установкой вентиляторов, когда эффективность рекуператора является наибольшей. Показана перспективность применения современных систем вентиляции, содержащих рекуператор.

Введение

Мировое сообщество стоит перед необходимостью сокращению потребляемой энергии. Решение вопроса сбережения энергетических ресурсов актуально для всех отраслей экономики, в том числе строительства.

На основе результатов прогнозирования энергетических перспектив развития строительства, более выигрышными сегодня являются два направления повышения энергетической эффективности объектов:

- экономия энергетических ресурсов путем минимизации энергопотребления и потерь энергии, в т.ч. утилизацией энергетически ценных отходов;
- применение при эксплуатации возобновляемых источников энергии [1].

Главное условие при проектировании энергоэффективного здания – обеспечение комфортной внутренней температуры без применения систем отопления путем герметизации здания, а также применение системы вентиляции с рекуперацией тепла вентиляционных выбросов, использование для целей отопления и горячего водоснабжения вторичных и возобновляемых источников тепловой энергии и применения альтернативных источников энергии. Классификации таких домов проводится на основе их энергопотребления.

Сокращение потребляемой энергии при строительстве и реконструкции зданий поддерживается на законодательном уровне в Беларуси. Анализ законодательной базы в сфере эффективности использования топливно-энергетических ресурсов позволяет выделить следующие ключевые направления государственного регулирования в данной сфере:

1. Техническая модернизация объектов генерации энергии и передающей инфраструктуры.
2. Тарифное регулирование.
3. Энергосбережение.
4. Совершенствование регулирования в сфере использования топливно-энергетических ресурсов и системы мониторинга и оценки управления.

Важным является выбор оптимальной комбинации организационно-технических решений, позволяющих получить синергетический эффект их осуществления.

При этом следует учитывать социальную эффективность технологического развития страны и отдельных ее субъектов, которое должно быть направлено на достижение приоритетов социально-экономического развития Республики Беларусь на 2016–2020 годы и соответствовать Национальной стратегии устойчивого социально-экономического развития Республики Беларусь на период до 2030 года.

Большое внимание уделяется тщательному отбору направлений и объектов вложения капитала. Приоритетными являются вопросы энергосбережения. Поддержание нормативных показателей микроклимата в помещениях в отопительный период требует значительных затрат топливно-энергетических ресурсов. При этом при отклонении от оптимальных параметров микроклимата помещений снижается уровень производительности труда персонала и

ухудшается состояние их здоровья.

Требуемые параметры достигаются применением различных систем, важнейшей из которых является система вентиляции, обеспечивающая удаление загрязненного воздуха из помещения в окружающую атмосферу (вытяжка), а также подачу в помещение свежего воздуха. При этом в холодный период года вместе с загрязненным воздухом выбрасывается тепло, которое целесообразно утилизировать [2]. Один из способов утилизации тепла – установка рекуператоров [3].

Авторами разработана методика оценки целесообразности установки рекуператора в системе вентиляции здания.

На первом этапе исследований анализируется ситуация, определяются требуемые характеристики оборудования, рассчитываются потери тепла через систему вентиляции.

В качестве примера рассмотрим систему вентиляции производственного цеха, в котором подача приточного и удаляемого воздуха $Q_{пр}=Q_{вт}=40000 \text{ м}^3/\text{ч}=11,111 \text{ м}^3/\text{с}$.

Предположим, что вентиляционная система работает в зимний период при температурах приточного воздуха $T_{пр}=-22 \text{ }^{\circ}\text{C}=251,15 \text{ К}$ и удаляемого воздуха $T_{вт}=20 \text{ }^{\circ}\text{C}=293,15 \text{ К}$. Тогда внутренняя удельная энергия приточного $e_{пр}$ и удаляемого $e_{вт}$ потоков воздуха, проходящих через живое сечение в единицу времени, будет равна:

$$e_{пр}=Q_{пр} \cdot c_{пр} \cdot T_{пр} \quad 1)$$

$$e_{вт}=Q_{вт} \cdot c_{вт} \cdot T_{вт} \quad 2)$$

где $c_{пр}$ и $c_{вт}$ – средние удельные теплоемкости приточного и удаляемого воздуха при постоянном давлении, соответственно, $\text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$: $c_{пр}=c_{вт}=1,3 \text{ Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$ [4, с. 457].

При расчетах использованы средние удельные теплоемкости приточного и удаляемого воздуха при постоянном давлении в связи с тем, что при подаче и удалении воздуха, давление в цехе меняется крайне незначительно [5].

При помощи зависимостей (1) и (2) определили $e_{пр}=3,627 \cdot 10^6 \text{ Дж}/\text{с}=0,964 \cdot 10^{-3} \text{ Гкал}/\text{с}$; $e_{вт}=4,234 \cdot 10^6 \text{ Дж}/\text{с}=1,011 \cdot 10^{-3} \text{ Гкал}/\text{с}$. Тогда разница удельных энергий будет равна $\Delta e=e_{вт}-e_{пр}=0,675 \cdot 10^6 \text{ Дж}/\text{с}=0,259 \cdot 10^{-3} \text{ Гкал}/\text{с}$. Данные расчетов свидетельствуют, что каждую секунду в окружающую среду выбрасывается $0,259 \cdot 10^{-3} \text{ Гкал}$. При продолжительности смены восемь часов ($28,8 \cdot 10^3 \text{ с}$) при постоянно работающей вентиляции будет выбрасываться $\Delta e_{см}=7,4592 \text{ Гкал}$. Отопление цехов, расположенных в городе, в подавляющем большинстве случаев осуществляется от центральной городской теплотрассы. С учетом стоимости 1 Гкал в 2019 году, равной 92,8471 BYN (белорусских рублей после деноминации 2017 г.), потери за смену из-за нерационального построения системы вентиляции составят 692,57 BYN. За месяц (22 рабочих дня при односменной работе) такие потери уже будут составлять сумму 15236,43 BYN, сопоставимую с месячной зарплатой бригады в 8...10 рабочих.

Данная проблема в значительной мере решается установкой в вентиляционную систему рекуператора, который позволяет передать тепло от удаляемого в окружающую атмосферу загрязненного воздуха к приточному воздуху. В этом случае приточный 1 и вытяжной 2 вентиляторы располагаются в едином корпусе 8 (рис.1).

В вентиляционной установке применен перекрестноточный рекуператор 3. Нагреватель 6 предназначен для подогрева приточного воздуха (при необходимости). Жалюзи 7 закрываются при неработающей вентиляционной установке для предотвращения попадания холодного воздуха из атмосферы в цех. Фильтры 4 и 5 обеспечивают очистку удаляемого и приточного воздуха, как правило, от твердых частиц и пыли.

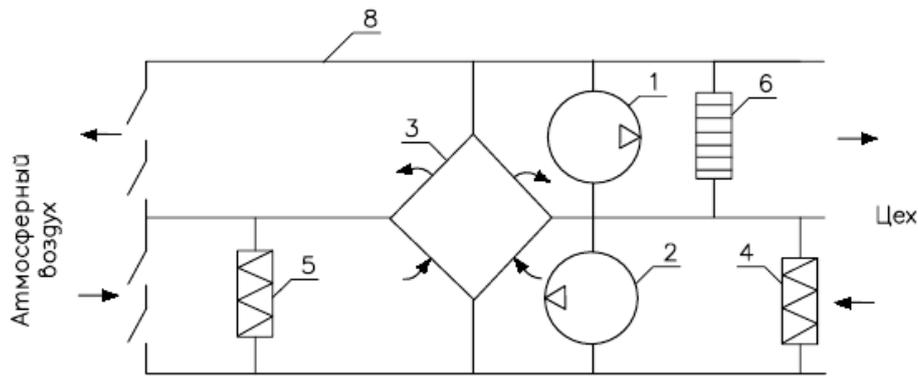


Рисунок 1 – Схема вентиляционной установки с рекуператором: 1 - приточный вентилятор; 2 - вытяжной вентилятор; 3 - рекуператор; 4, 5 - фильтры; 6 - нагреватель; 7 - жалюзи; 8 - корпус установки

В качестве примера рассмотрим эффективность установки широко применяемого в Европе рекуператора типа Klingenburg типа PWT 25. Основные температурные показатели данного рекуператора взяты из технической характеристики [6] и приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Основные температурные показатели рекуператора Klingenburg типа PWT 25

Точка измерения температуры	Температура воздуха, °С (К)	
	Приток	Удаление
Вход	-22 (251,15)	+20 (293,15)
Выход	+4,8 (277,95)	-3,5 (269,65)

С помощью зависимостей (1) и (2) определим внутреннюю удельную энергию приточного $e_{пр.рк}$ и удаляемого $e_{вт.рк}$ воздуха после прохождения рекуператора. После подстановки соответствующих значений получим: $e_{пр.рк}=4,015 \cdot 10^6$ Дж/с= $0,959 \cdot 10^{-3}$ Гкал/с и $e_{уд.рк}=3,89 \cdot 10^6$ Дж/с= $0,929 \cdot 10^{-3}$ Гкал/с. Тогда разница удельных энергий удаляемого и приточного воздуха после прохождения рекуператора составит: $\Delta e_{рк}=0,030 \cdot 10^{-3}$ Гкал/с. За 8-часовую смену ($28,8 \cdot 10^3$ с) при постоянно работающей вентиляции с рекуператором будет выбрасываться $\Delta e_{рк.см}=0,86$ Гкал, т. е. потери тепловой энергии будут в 8,67 раза меньше, чем без рекуператора и составят в стоимостном выражении 79,85 BYN.

На втором этапе исследований определяем потери электрической энергии при установке рекуператора.

При установке рекуператора увеличивается аэродинамическое сопротивление вентиляционной установки. Потери давления Δp на пневмолиниях притока и вытяжки в рекуператоре примерно равны и составляют $\Delta p_{пр}=\Delta p_{уд}=296$ Па [7]. Определим мощность потерь в рекуператоре $P_{пот}$ с помощью известной зависимости [8, с. 287–295]. При этом учтем, что $Q_{пр}=Q_{уд}$:

$$N_{пот}=2 Q_{пр(уд)} \cdot \Delta p_{пр(уд)} \quad (3)$$

Подставив соответствующие значения в зависимость (3) получим, что $N_{пот}=6577,7$ Дж/с= $6,578$ кВт. За 8-часовую смену потери составят 52,62 кВт·ч. При расчетах потерь электрической энергии при установке рекуператора необходимо учесть КПД вентилятора. КПД современных вентиляторов составляет 85...88 % [8]. В дальнейших расчетах примем среднее значение $\eta_{в}=0,865$. С учетом этого затраты электрической энергии за смену будут больше и составят 60,83 кВт·ч. При стоимости 1кВт·ч электроэнергии в промышленности в 0,24048 BYN, на преодоление аэродинамических сопротивлений в рекуператоре за смену будет дополнительно затрачиваться 14,63 BYN.

Рассмотрим физическую сущность потерь мощности в самом рекуператоре. С точки зрения аэродинамики рекуператор представляет собой аэродинамическое сопротивление, при преодолении которого из-за увеличенного внутреннего трения в воздухе происходит нагрев этого воздуха, т.е. за смену 52,62 кВт·ч электрической энергии превратятся в тепловую энергию. При испытаниях данное явление учтено производителем рекуператора в температурных показателях таблицы 1.

Из-за наличия потерь в самом вентиляторе 9,14 кВт·ч электрической энергии за смену в обоих вентиляторах будет превращаться также в тепловую энергию. При этом будут нагреваться электродвигатель вентилятора, рабочее колесо и корпус вентилятора, а также воздух при воздействии на него лопастей вентилятора. При компоновке вентиляционной установки, приведенной на рис.1, удаляемый воздух будет дополнительно нагреваться от вентилятора 2 до рекуператора и примерно половину данной тепловой энергии отдавать приточному воздуху. На пневмолинии притока вентилятор 1 установлен после рекуператора, поэтому все тепло от него будет отдаваться приточному воздуху (при соответствующем утеплении стенок корпуса 8 вентиляционной установки). Данный анализ означает, что около $\frac{3}{4}$ тепловой энергии (6,855 кВт·ч за смену), образующейся от работы вентиляторов 1 и 2, будет отдаваться приточному воздуху, поступающему в цех.

С учетом того, что $1 \text{ Гкал} = 1,16 \cdot 10^3 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$, получим, что за смену приточному воздуху будет дополнительно отдано $5,91 \cdot 10^{-3} \text{ Гкал}$ тепла, а в стоимостном выражении – 0,55 BYN. Тогда действительные финансовые потери на преодоление аэродинамических сопротивлений в рекуператоре будут равны $14,63 - 0,55 = 14,08 \text{ BYN}$.

Третий этап исследований включает расчет необходимой энергии для функционирования системы вентиляции.

Итак, потери энергии в стоимостном выражении при использовании вентиляции без рекуператора за 8-часовую смену составят 692,57 BYN, а при установке рекуператора – 93,93 BYN.

Таким образом, при установке рекуператора экономия на приобретение тепловой энергии, расходуемой на отопление цеха, за 8-часовую смену будет составлять 598,64 BYN. В холодный период года в месяц экономия будет достигать 13170,08 BYN.

Следующий этап представляет собой оценку эффективности проектов. Следует отметить, что установка рекуператора ведет к удорожанию вентиляционной установки. Оценка затрат на реализацию проекта и срок окупаемости представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Оценка затрат на реализацию проекта вентиляции

Статья расходов, показатель	Значение показателя
Стоимость рекуператора Klingenburg, BYN	20220
Затраты на усложнение корпуса установки, BYN	409
Экономия на отопление за месяц при применении рекуператора, BYN	13170,08
Срок окупаемости, мес.	1,6

Срок окупаемости проекта рассчитан, исходя из того, что все это время (1,6 месяца) будут низкие температуры атмосферного воздуха, что характерно для северных районов России. Для Беларуси срок окупаемости проекта будет несколько большим – примерно один отопительный сезон.

Разработанная методика позволяет производить оценку эффективности применения рекуператоров в системах вентиляции промышленных зданий в стоимостном выражении. Методика учитывает потери энергии из-за увеличения аэродинамического сопротивления вентиляционной системы при установке рекуператора. В холодное время года установка рекуператора позволяет достичь экономии при двухсменной работе более 13,1 тыс. BYN в месяц. Срок окупаемости затрат при этом не превышает отопительного сезона.

Потому при строительстве и реконструкции зданий целесообразно проектировать сис-

темы вентиляции с устройствами рекуперации тепла. При дальнейшем совершенствовании систем вентиляции и применении в них встроенных тепловых насосов [2] данная методика может быть дополнена без существенных изменений.

Список литературы

1. Лобикова, О. М. Повышение энергоэффективности жилых зданий: Проблемы, опыт решения / Лобикова О. М., Лобикова Н. В. // В сборнике: Россия: Тенденции и перспективы развития Ежегодник. Институт научной информации по общественным наукам Российской академии наук; Ответственный редактор В. И. Герасимов. – 2018. – С. 351-353.
2. Лобикова, Н. В. Эффективность различных систем отопления индивидуальных жилых домов с учетом экологичности проекта / Н. В. Лобикова, О. М. Лобикова, С. Д. Галюжин // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2018. №4 (61). – С. 120-130.
3. Требования инженеров к стандартам вентиляционных систем [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=70 (дата обращения 10.11.2018).
4. Ананьев, В. А. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика // В. А. Ананьев, Л. Н. Балуева, В. П. Мурашко. М. – Евроклимат, 2008. – 504 с.
5. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача: учеб. пособие для вузов / В. В. Нащокин.– М.: Высш.шк., 1975.– 469 с.
6. Каталог оборудования Klingenburg. Рекуперация тепла пластинчатыми теплообменниками. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.c-o-k.ru/library/catalogs/klingenburg/10825>(дата обращения 01.12.2018).
7. Альтшуль, А. Д. Гидравлика и аэродинамика: учебник для студентов вузов / А. Д. Альтшуль, Л. С. Животовский, Л. П. Иванов. – М.: Стройиздат, 1987. – 414 с.
8. Караджи В. Г. О высоком КПД вентиляторов и эффективности вентиляционных систем/ В. Г.Караджи, Ю.Г.Московко. [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=(дата обращения 01.12.2018).

УДК 637.146

STUDY OF STORAGE PROCESS OF FERMENTED MILK PRODUCT WITH PROBIOTIC PROPERTIES

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ХРАНЕНИЯ КИСЛОМОЛОЧНОГО ПРОДУКТА С ПРОБИОТИЧЕСКИМИ СВОЙСТВАМИ

<p>Mirasheva G.O.^a, Cand. Tech. Sc.. associate professor Kakimova Zh.H.^b, Cand. Tech. Sc.. associate professor Baybalinova G.M.^c, Cand. Tech. Sc.. associate professor Dzhumazhanova M.M.^d</p>	<p>Мирашева Г.О.^a, канд. тех.наук, доцент Какимова Ж.Х.^b, канд. тех.наук, доцент Байбалинова Г.М.^c, канд. тех.наук, доцент Джумажанова М.М.^d</p>
<p>Shakarim State University of Semey, Kazakhstan, 071412, Semey, ul. Fizkulturnaia, 4</p>	<p>Государственный университет имени Шакарима города Семей, Казахстан, 071412, г.Семей, ул. Физкультурная, 4</p>
<p>E-mail: a –gulmira_mir@mail.ru; b –zhaynagul.kakimova@mail.ru; c – baybalinova@mail.ru;d –madina.omarova89@mail.ru</p>	

Abstract

This article presents the results of studies of the storage capacity of dairy products with

probiotic properties. The results of changes in the total number of viable cells of lacto - and bifidobacteria in dairy products during storage are presented. Structuring additives for prolonging the shelf life of fermented milk products with probiotic properties were selected.

Аннотация

В данной статье приведены результаты исследований хранимоспособности кисломолочных продуктов с пробиотическими свойствами. Представлены результаты изменения общего количества жизнеспособных клеток лакто- и бифидобактерий в кисломолочных продуктах в процессе хранения. Подобраны структурирующие добавки для пролонгирования сроков хранения кисломолочных продуктов с пробиотическими свойствами.

Молоко и молочные продукты являются полезными для здоровья человека, так как обеспечивают организм человека сбалансированными и легкоусвояемыми белками, жирами, углеводами, минеральными веществами и витаминами.

Однако молоко и молочные продукты также представляют собой высокопитательную среду для развития микроорганизмов и легко подвергаются бактериальной и ферментативной порче [1].

Прогнозирование сроков хранения кисломолочного продукта с пробиотическими свойствами осуществляется на основании фактического исследование его показателей: химических, микробиологических и органолептических, проявляемых во время низкотемпературного (холодильного) хранения 0-4 °С. Результаты изучения качественных показателей кисломолочного продукта с пробиотическими свойствами приведены на рисунке 1 и в таблицах 1 и 2.

Для исследования были выработаны ферментированные продукты с полизакваской, состоящей из бактериальных препаратов АД (*L. acidophilus*) и "Бифилакт-Б" (*B. bifidum* и *B. longum*):

- контроль – продукт из нормализованного пастеризованного молока с массовой долей жира 2,5 %;
- опыт 1 – продукт из молочно-растительной смеси, основой которой являлось нормализованное молоко с массовой долей жира 2,5 %, с добавлением пюре из моркови в количестве 5 % от массы молока;
- опыт 2 – продукт из молочно-растительной смеси, основой которой являлось нормализованное молоко с массовой долей жира 2,5 %, с добавлением изолированного соевого белка (добавка "Супро") в количестве 5 % от массы молока.

Все смеси пастеризовали при температуре (80±1) °С, гомогенизировали и охлаждали до температуры (39±1) °С. После чего ферментировали полизакваской, вносимой в количестве 5 %, в течение 4,5-5,5 ч, в зависимости от достигнутых результатов по формированию сгустков. Органолептическая оценка продуктов приведена в таблице 1.

Таблица 1– Органолептическая оценка кисломолочных продуктов

Вариант	Консистенция	Запах и вкус	Внешний вид и цвет	Общий балл за органолептические показатели
Контроль	Жидкообразная	Кисломолочный	Белый	8
Опыт 1	Жидкообразная	Кисломолочный	Светло-жёлтый	9
Опыт 2	Жидкообразная	Кисломолочный	Светло-жёлтый	9

Исследования органолептических показателей ферментированных продуктов показали, что в контрольном образце появилось расслоение консистенции, излишне кислый вкус через 72 ч (3 суток) хранения. В опытном образце 1 изменение в консистенции и вкусе наступили через 120 ч (5 суток) хранения. Опытный образец 2 отличался жидкообразной, но более плотной консистенцией, так как используемые растительные белки обладают выраженной водо-

связывающей способностью. Консистенция и вкус опытного образца не соответствовали требованиям, предъявляемым к аналогичным кисломолочным продуктам после 144 ч (6 суток) хранения.

Результаты органолептической оценки коррелируют с данными по динамике титруемой кислотности продуктов (рисунок 1).

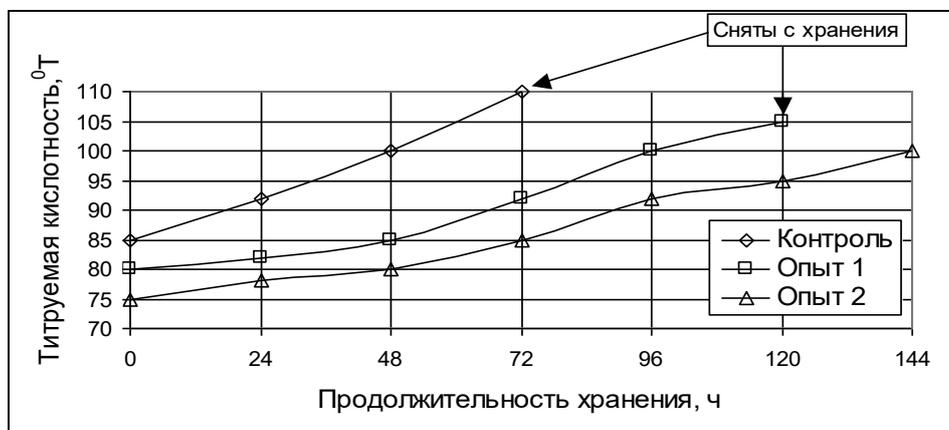


Рисунок 1 – Динамика титруемой кислотности кисломолочных продуктов в процессе хранения

Результаты исследований показывают, что титруемая кислотность в опытных продуктах нарастает медленнее, чем в контрольном образце, что объясняется видом растительных компонентов.

Изучение микробиологических показателей опытных и контрольного продуктов приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Общее количество жизнеспособных клеток лакто- и бифидобактерий в кисломолочных продуктах в процессе хранения, млн/см³

Вариант	Продолжительность хранения, ч							
	0	24	47	72	96	120	144	168
Контроль	8,7±0,3	8,0±0,2	7,8±0,1	7,5±0,2	Снят с хранения			
Опыт 1	9,2±0,1	9,4±0,2	9,8±0,1	9,9±0,2	9,6±0,3	9,0±0,1	Снят с хранения	
Опыт 2	9,3±0,1	9,5±0,3	9,7±0,2	9,5±0,1	9,0±0,1	8,7±0,2	8,2±0,1	Снят с хранения

Из данных таблицы 2 видно, что во время хранения при температуре 0-4°C в контрольном образце идет снижение общего количества жизнеспособных клеток лакто- и бифидобактерий, однако до конца срока хранения (3 суток) их количество находится в требуемых пределах для пробиотических продуктов.

В опытных образцах идет некоторое нарастание общего количества жизнеспособных клеток лакто- и бифидобактерий: опыт 1 до четырёх суток хранения, опыт 2 до трёх суток хранения, что объясняется наличием в среде ферментирования большего количества питательных веществ, чем в контрольном образце. Последнее позволяет обеспечить в достаточной степени пробиотические свойства продуктов.

На основании анализа комплекса органолептических, технологических и микробиологических показателей можно прийти к выводу, что необходимо использовать специальные

добавки, улучшающие консистенцию, вкусовые качества продуктов и способствующие пролонгированию сроков их хранения.

В процессе ферментации под воздействием биообъектов в молочно-растительной среде, также как и в молочной происходит процесс гелеобразования. При этом образуются ферментированные продукты, структура которых зависит от химического состава продуктов, вида и активности заквасок, температуры и ряда технологических факторов. В соответствии с квалификацией академика П.А. Ребиндера, структура жидкообразных кисломолочных продуктов относится к коагуляционной, её долговечность определяется рядом известных факторов. Среди них существенным являются условия и сроки хранения кисломолочных продуктов. Так, в результате длительного хранения кисломолочных напитков, вследствие развития посторонней микрофлоры, их вкус и санитарные показатели ухудшаются [2].

Это можно объяснить также тем, что они содержат 86-89 % воды, в том числе 83-86 % свободной и только 3-5 % связанной. Последняя не замерзает при низкой температуре, не растворяет электролиты, имеет плотность, вдвое превышающую плотность свободной воды, не доступна микроорганизмам.

Рабочей гипотезой, требующей экспериментальной проверки для новых кисломолочных продуктов, является – использование стабилизаторов или стабилизационных систем, обладающих влагосвязывающей способностью, позволит пролонгировать срок хранения (годности) продуктов.

При выборе структурирующих добавок необходимо учитывать их происхождение и функционально-технологические свойства. Предпочтение отдается пищевым добавкам натурального происхождения. Наиболее известные структурирующие добавки, это белки, натуральные растительные эксудаты, камеди семян растений, экстракты водорослей, пектины, производные целлюлозы, микробные камеди [3].

В проводимых исследованиях стабилизаторам отводятся две функции: стабилизация консистенции и перевод свободной влаги в связанную. Исследования проводились со стабилизаторами и стабилизационными системами: желатин; альгинат Са; желатин + альгинат Са.

Желатин – натуральный гидроколлоид животного происхождения (белки). АльгинатСа – гидроколлоид растительного происхождения. Они имеют различную пищевую ценность и с гигиенической точки зрения абсолютно безвредны, как практически неметаболизируемые вещества, полностью выводящиеся из организма. Альгинат Са также способствует выведению радиоактивных веществ из организма и лучшему всасыванию железа [4,5]. Следует отметить, что альгинат применяется в продуктах функционального назначения в качестве лечебно-профилактической добавки.

Для проведения экспериментов выбраны наиболее перспективные в отношении бифидостимулирующей активности растительные компоненты: морковное пюре и изолированный соевый белок, которые использованы в постоянных количествах, для того, чтобы исключить их степень влияния на химический состав продуктов.

Вид и количество закваски также не менялось и составляло 5% полизакваски, состоящей из *L. acidophilus*, *B. bifidum* и *B. longum*.

Оценка влияния вида и количества структурирующих добавок на консистенцию, органолептические, микробиологические и химические показатели опытных и контрольных свежих продуктов проводилась в сравнении с теми же показателями продуктов после их 15-суточного хранения (при температуре 0-4 °С).

Данные сравнительного анализа влияния вида и количества структурирующих добавок на титруемую кислотность и динамику её изменения в процессе хранения кисломолочных продуктов с различными растительными ингредиентами приведены в таблицах 3 и 4.

Таблица 3 – Динамика титруемой кислотности в кисломолочных продуктах в зависимости от вида и количества структурообразующих добавок (пюре из моркови)

Продукт	Структурообразующая добавка		Титруемая кислотность, °Т		Степень увеличения титруемой кислотности (Δ), °Т
	вид	количество	свежего продукта	после 15-суточного хранения	
Контроль 1	-	-	80	95	15
Опыт 1	Желатин	0,5	78	86	8
Опыт 2	Желатин	1,0	75	82	7
Опыт 3	Желатин	1,5	72	78	6
Опыт 4	Желатин	2,0	68	73	5
Опыт 5	Альгинат Са	0,5	77	86	9
Опыт 6	Альгинат Са	1,0	72	80	8
Опыт 7	Альгинат Са	1,5	70	77	7
Опыт 8	Альгинат Са	2,0	66	72	6
Опыт 9	Желатин и альгинат Са	0,5	76	82	6
Опыт 10	Желатин и альгинат Са	1,0	70	75	5
Опыт 11	Желатин и альгинат Са	1,5	66	70	4
Опыт 12	Желатин и альгинат Са	2,0	65	68	3

Примечание. Δ – это разница между титруемой кислотностью продуктов в конце и начале их хранения

Таблица 4 – Динамика титруемой кислотности в кисломолочных продуктах в зависимости от вида и количества структурообразующих добавок (изолированный соевый белок)

Продукт	Структурообразующая добавка		Титруемая кислотность, °Т		Степень увеличения титруемой кислотности (Δ), °Т
	вид	количество	свежего продукта	после 15-суточного хранения	
Контроль 2	-	-	75	87	12
Опыт 13	Желатин	0,5	73	80	7
Опыт 14	Желатин	1,0	70	76	6
Опыт 15	Желатин	1,5	69	74	5
Опыт 16	Желатин	2,0	67	71	4
Опыт 17	Альгинат Са	0,5	65	71	6
Опыт 18	Альгинат Са	1,0	69	74	5
Опыт 19	Альгинат Са	1,5	67	72	5
Опыт 20	Альгинат Са	2,0	65	69	4
Опыт 21	Желатин и альгинат Са	0,5	74	78	4
Опыт 21	Желатин и альгинат Са	1,0	72	75	3
Опыт 23	Желатин и альгинат Са	1,5	70	73	3
Опыт 24	Желатин и альгинат Са	2,0	68	70	2

Из данных, приведенных в таблицах 3 и 4 следует, что в контрольных образцах за 15-суточный период хранения произошло увеличение титруемой кислотности на 15°Т и 12 °Т соответственно. Тогда как в опытных продуктах динамика увеличения титруемой кислотности была менее значительной и зависела от вида и количества структурообразующей добавки.

В частности, при использовании желатина в количестве 0,5 % от массы продукта, титруемая кислотность за период хранения увеличилась на 7-8°Т, при использовании желатина в количестве 1,0 % от массы продукта, титруемая кислотность увеличилась на 6-7 °Т, при использовании желатина в количестве 1,5 % от массы продукта, титруемая кислотность увеличилась на 5-6 °Т, а при использовании 2,0 % желатина – на 4-5 °Т.

В случае добавления альгината Са картина была похожей, но степень увеличения титруемой кислотности в процессе хранения была несколько выше, °Т:

- при добавлении 0,5 % – $\Delta = 9-6$;
- при добавлении 1,0 % – $\Delta = 8-5$;
- при добавлении 1,5 % – $\Delta = 7-5$;
- при добавлении 2,0 % – $\Delta К = 6-4$.

То есть в кисломолочных продуктах с растительными ингредиентами, выработанных с растительной добавкой из сои, титруемая кислотность повышалась медленнее, что объясняется химическим составом сои.

При использовании структурирующей добавки: желатин и альгинат Са удалось при сравнительно небольших количествах добавки 0,5-1,0% достичь средних показателей увеличения титруемой кислотности, °Т:

- при добавлении 0,5 % – $\Delta = 4-6$;
- при добавлении 1,0 % – $\Delta = 3-5$.

Результаты экспериментальных исследований влияния вида и количества структурирующих добавок на общее количество микроорганизмов (лакто- и бифидобактерий) в кисломолочных продуктах с растительными ингредиентами приведены в таблицах 5 и 6.

Таблица 5 – Зависимость общего количества микроорганизмов в кисломолочных продуктах от вида и количества структурообразующих добавок (пюре из моркови)

Продукт	Вид и количество структурообразующих добавок, %	Общее количество микроорганизмов, КОЕ/см ³	
		в свежем продукте	через 15 суток хранения
Контроль 1	-	$2,0 \cdot 10^9$	$8,0 \cdot 10^8$
Опыт 1	Желатин – 0,5	$7,0 \cdot 10^8$	$2,5 \cdot 10^8$
Опыт 2	Желатин – 1,0	$6,4 \cdot 10^8$	$1,4 \cdot 10^8$
Опыт 3	Желатин – 1,5	$7,8 \cdot 10^7$	$3,6 \cdot 10^7$
Опыт 4	Желатин – 2,0	$5,4 \cdot 10^7$	$3,0 \cdot 10^7$
Опыт 5	Альгинат Са – 0,5	$7,2 \cdot 10^8$	$2,8 \cdot 10^8$
Опыт 6	Альгинат Са – 1,0	$6,4 \cdot 10^8$	$3,0 \cdot 10^8$
Опыт 7	Альгинат Са – 1,5	$9,0 \cdot 10^7$	$5,4 \cdot 10^7$
Опыт 8	Альгинат Са – 2,0	$8,5 \cdot 10^7$	$4,0 \cdot 10^7$
Опыт 9	Желатин и альгинат Са – 0,5	$9,0 \cdot 10^8$	$7,0 \cdot 10^8$
Опыт 10	Желатин и альгинат Са – 1,0	$8,8 \cdot 10^8$	$6,5 \cdot 10^8$
Опыт 11	Желатин и альгинат Са – 1,5	$6,5 \cdot 10^8$	$1,5 \cdot 10^8$
Опыт 12	Желатин и альгинат Са – 2,0	$8,9 \cdot 10^7$	$4,0 \cdot 10^7$

Таблица 6 – Зависимость общего количества микроорганизмов в кисломолочных продуктах от вида и количества структурирующих добавок (изолированный соевый белок)

Продукт	Вид и количество структурирующих добавок, %	Общее количество микроорганизмов, КОЕ/см ³	
		в свежем продукте	через 15 суток хранения
Контроль 2	-	$5,3 \cdot 10^9$	$9,8 \cdot 10^8$
Опыт 13	Желатин – 0,5	$8,8 \cdot 10^8$	$4,2 \cdot 10^8$
Опыт 14	Желатин – 1,0	$8,4 \cdot 10^8$	$4,0 \cdot 10^8$
Опыт 15	Желатин – 1,5	$2,0 \cdot 10^8$	$9,8 \cdot 10^7$
Опыт 16	Желатин – 2,0	$8,4 \cdot 10^7$	$8,0 \cdot 10^7$
Опыт 17	Альгинат Са – 0,5	$8,0 \cdot 10^8$	$4,6 \cdot 10^8$
Опыт 18	Альгинат Са – 1,0	$7,6 \cdot 10^8$	$4,2 \cdot 10^8$
Опыт 19	Альгинат Са – 1,5	$9,2 \cdot 10^7$	$6,8 \cdot 10^7$
Опыт 20	Альгинат Са – 2,0	$6,8 \cdot 10^7$	$3,4 \cdot 10^7$
Опыт 21	Желатин и альгинат Са – 0,5	$9,4 \cdot 10^8$	$8,0 \cdot 10^8$
Опыт 22	Желатин и альгинат Са – 1,0	$9,0 \cdot 10^8$	$7,6 \cdot 10^8$
Опыт 23	Желатин и альгинат Са – 1,5	$6,9 \cdot 10^8$	$2,4 \cdot 10^8$
Опыт 24	Желатин и альгинат Са – 2,0	$8,7 \cdot 10^7$	$6,2 \cdot 10^7$

Анализ данных, приведённых в таблицах 5, 6 позволяет сделать вывод о том, что внесение структурирующих добавок, независимо от их вида оказывает влияние на количество микроорганизмов, то есть несколько снижает его. Такая же динамика наблюдается и при увеличении дозы структурирующих добавок.

В процессе хранения во всех опытных продуктах наблюдалось небольшое снижение общего количества микроорганизмов, что вероятно, вызвано наличием ростовых веществ в кисломолочных продуктах с растительными ингредиентами, которое уменьшалось за время их хранения. Этот факт привел к снижению количества жизнеспособных клеток лакто- и бифидобактерий.

Но если использовать систему структурирующих добавок – желатин и альгинат Са, то желаемого эффекта можно достичь при использовании меньшего количества добавок – 0,5-1,0 %.

Следует также отметить, что использование структурирующих добавок позволило улучшить хранимоспособность кисломолочных продуктов с растительными ингредиентами, так как исследуемые структурирующие добавки в процессе хранения несколько увеличивают эффективную вязкость продуктов за счёт снижения количества свободной влаги. Это способствует снижению показателя "активность" воды. Результаты исследования этого показателя приведены в таблице 7. Они не зависели от вида растительного компонента. Процесс связывания влаги и упрочнения структуры кисломолочных продуктов протекает во времени, поэтому, в процессе хранения показатель A_w продолжает снижаться.

Таблица 7 – Значение показателя "активность" воды в кисломолочных продуктах выработанных с различными структурирующими добавками

Продукт	Структурирующая добавка		Активность воды (A_w)	
	вид	количество	свежего продукта	после 15-суточного хранения
Контроль 1	-	-	0,981	0,989
Опыт 1	Желатин	0,5	0,974	0,950
Опыт 2	Желатин	1,0	0,972	0,948
Опыт 3	Желатин	1,5	0,970	0,935
Опыт 4	Желатин	2,0	0,968	0,930
Опыт 5	Альгинат Са	0,5	0,972	0,952

Опыт 6	Альгинат Са	1,0	0,971	0,950
Опыт 7	Альгинат Са	1,5	0,969	0,932
Опыт 8	Альгинат Са	2,0	0,967	0,930
Опыт 9	Желатин и Альгинат Са	0,5	0,959	0,928
Опыт10	Желатин и Альгинат Са	1,0	0,950	0,927
Опыт11	Желатин и Альгинат Са	1,5	0,948	0,926
Опыт12	Желатин и Альгинат Са	2,0	0,945	0,924

Из трёх изучаемых структурообразующих добавок большую активность проявила стабилизационная система желатин и альгинат Са, за счет усиления адсорбционных свойств по связыванию свободной влаги и более прочному удерживанию её в процессе хранения. Это подтверждается результатом хранимоспособности опытных продуктов, сохранивших в течение 15 суток весь комплекс качественных показателей: органолептических, химических, структурно-механических и микробиологических.

Список литературы

1. Голубева, Л. В. Хранимоспособность молочных консервов / Л. В.Голубева, Л. В.Чекулаева, К. К.Полянский. – М.: ДеЛиПринт, 2001. – 115 с.
2. Зобкова, З. С., Фурсова, Т. П. Использование стабилизирующих добавок с целью совершенствования технологии производства кисломолочных продуктов, вырабатываемых резервуарным способом / З. С.Зобкова, Т. П.Фурсова.// Сб. науч. тр. "Научное обеспечение молочной промышленности. Ретроспектива. Исследование. Перспективы". ГУ ВНИМИ. – М., 2002. – С. 117-121.
3. Дунченко, Н. И. Структурированные молочные продукты: Монография. – Москва-Барнаул: Изд-во Алт. ГТУ, 2002. – 164 с.
4. Литвинова, Е. В. Альгинаты в молочных продуктах // Мол.пром. - 2001. - № 8. - С. 38-39.
5. Литвинова, Е. В., Жукова, П. И. Основные показатели белка молочного с альгинатом кальция / Е. В.Литвинова, П. И.Жукова.// Мол.пром. – 2002. – № 9. – С. 39-40.

УДК 672.31

THE PERFORMANCE OF STRUCTURAL ELEMENTS WITH CRACKS

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ С ТРЕЩИНАМИ

<p>Peregudov A.A.^a Vologjanina S.A.^b, Doct. Sci. Tech., associate professor Igolkin A.F.^c, Cand. Tech. Sci., associate professor</p>	<p>Перегудов А.А.^a Вологжанина С.А.^b, док. тех. наук, доцент Иголкин А.Ф.^c, канд. тех. наук, доцент</p>
<p>ITMO University, Russia, 197101, St. Petersburg, Kronverkski prospect, 49</p>	<p>Университет ИТМО, Россия, 197101, г. Санкт-Петербург, Кронверкский проспект, д.49</p>
<p>E-mail: a – mikki435@gmail.com; b – svet_spb@mail.ru; c – igolkin47@mail.ru</p>	

Abstract

The article presents the results of studies to assess the effect of defects on the properties of austenitic steel 12X18H10T. The chemical composition of the investigated steel is given. The test data on the influence of low temperatures on the strength, ductility, toughness and crack resistance of the studied steels are presented.

Аннотация

В статье изложены результаты исследований по оценке влияния дефектов на свойства аустенитной стали 12X18H10T. Приведен химический состав исследованной стали. Приведены данные испытаний по влиянию низких температур на показатели прочности, пластичности, ударной вязкости и трещиностойкости исследованных сталей.

Введение

Разрушение железнодорожных мостов, морских судов, резервуаров для хранения нефти, магистральных газопроводов чаще всего происходят в зимнее время года при совместном действии низкой температуры, ветра, штормовой погоды. Анализ причин аварий показывает, что в большинстве случаев трещины возникают в дефектных местах сварных швов.

На рисунке 1 приведена фотография детали трубопровода, разрушившегося при эксплуатации в период низких температур [1]. Разрушения в основном происходят при низких температурах $-40\dots-50$ °С. Трещины, как правило, начинаются от первичных дефектов типа непроваров, подрезов, скопления пор и шлаковых включений. Вероятность образования трещин возрастает при использовании высокопрочных сталей, а также при выполнении работ при низких температурах. Холодные трещины могут образовывать свищи, приводящие к воспламенению газа и нагреву металла, что, в свою очередь, способствует локальному разупрочнению и последующему разрушению. Предварительный подогрев стыков позволяет в значительной мере предотвратить образование холодных трещин при сварке труб.



Рисунок 1 – Разрушение детали трубопровода от поперечной трещины в зоне термического влияния сварного шва на судне при эксплуатации при низких температурах

Целью данного исследования является оценка влияния концентраторов напряжений на свойства аустенитной стали 12X18H10T.

Исследуемая сталь была выплавлена открытым способом в индукционной сталеплавильной печи с основным магнезитовым тиглем емкостью 150 кг. Сталь разливали в чугунные изложницы емкостью 50 кг. Химический состав исследованной стали приведен в таблице 1.

Таблица 1 – Химический состав исследованной стали

№ пп	Марка стали	Содержание элемента, мас. %							
		C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Ti
1	12X18H10T	0,11	1,3	0,65	0,035	0,020	18,9	10,2	0,30

Слитки после зачистки и обдирки проковывали на квадратные 30×30 мм и 25×25 мм, а также на круглые заготовки диаметром 20 мм. Температураковки составляли 1050...1250 °С. Далее заготовки подвергали аустенитизации с 1050...1100 °С с охлаждением в воде.

После термической обработки из поковок изготавливали образцы для механических испытаний. При определении механических характеристик на статическое одноосное растяжение применяли цилиндрические образцы с резьбовыми головками по ГОСТ 11150-75 и образцы с кольцевым надрезом, имитирующим дефект.

Для определения характеристик ударной вязкости сталей при динамическом изгибе использовали образцы по ГОСТ 9454-78 «Металлы. Метод испытания на ударный изгиб при пониженных, комнатной и повышенных температурах», а также образцы сечением 10×10 мм, 20×20 мм, 30×30 мм с различными концентраторами напряжений. Образцы фрезеровались из поковок квадратного сечения. Надрез выполняли дисковой фрезой толщиной 2 мм с радиусом вершины зубьев $r = 0,25$ мм и углом профиля 30°. На образцах типа 11 инициировалась трещина по методике Б.А. Дроздовского [2]. Для сталей, применяемых при низких температурах, методика нанесения усталостной трещины имеет принципиальное значение, так как в исходном состоянии они обладают высокой пластичностью и в процессе нанесения трещины могут быть сильно наклепаны, что, несомненно, приведет к искажению полученных результатов.

Статическую трещиностойкость исследованных сталей определяли на компактных образцах толщиной 50 мм в соответствии с ГОСТ 25.506-85 Расчёты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости при статическом нагружении. Испытания проводили на универсальной испытательной машине «Инстрон-1255» при различных температурах с использованием термокамеры.

Инициирование усталостной трещины на образцах для испытаний на ударный изгиб и на статическую трещиностойкость выполняли на резонансном вибраторе типа РВ-509А в соответствии с рекомендациями [3].

Испытания проводили в интервале температур от +50 до 196 °С. Для получения температур выше комнатной использовали термокамеры. Для получения низких температур образцы охлаждали в термостате в жидком азоте либо в смеси спирта и жидкого азота.

На рисунке 2 и рисунке 3 приведены результаты исследований по оценке характеристик прочности и пластичности на стандартных цилиндрических образцах диаметром 6 и 10 мм (тип 4 № 4 и тип 4 № 6, соответственно) и образцах с кольцевым надрезом мм (тип 4 № 10 и тип 4 № 11, соответственно).

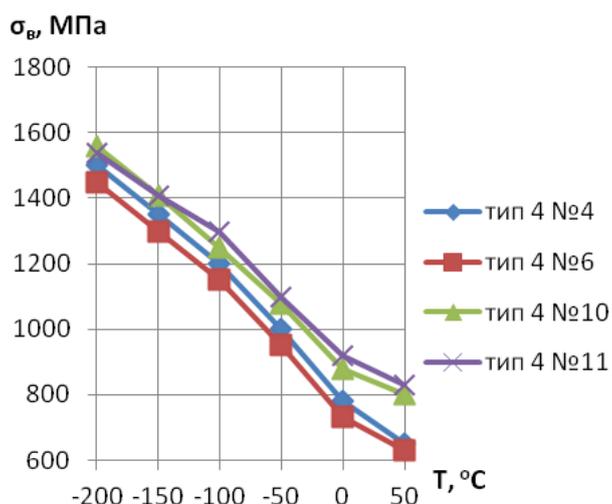


Рисунок 2 – Влияние низких температур и наличия концентраторов напряжения на величину значений временного сопротивления образцов из стали 12Х18Н10Т

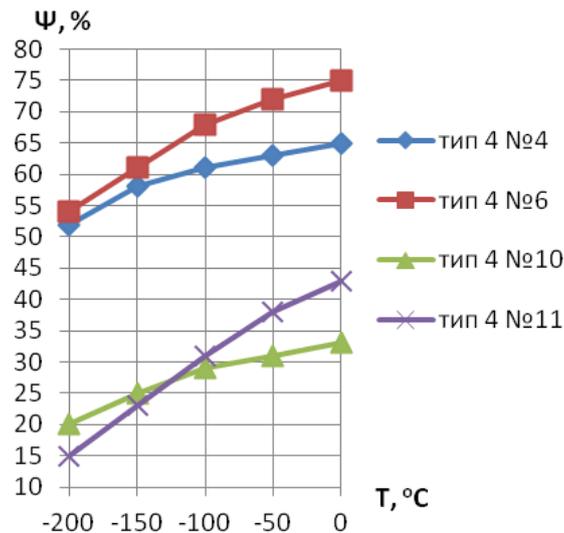


Рисунок 3 – Влияние низких температур и наличия концентраторов напряжения на величину относительного сужения образцов из стали 12X18H10T

Анализ полученных данных показал, что концентрация напряжений, вызванная кольцевым надрезом на образцах типа 4 № 10 и 4 № 11 оказалась более значительной, чем для образцов без кольцевого надреза. Это привело к более существенному повышению характеристик временного сопротивления в 1,2...1,3 раза, особенно при снижении температуры (см. рисунок 2). В то же время значение относительного сужения (см. рисунок 3) на образцах с надрезом существенно ниже, чем без него. Известно, что надрез затрудняет развитие пластической деформации, начинающейся у его вершины, так как доля касательных напряжений резко убывает от надреза к центру образца. Влияние острого глубокого надреза проявляется для всех сталей, независимо от уровня их прочности, типа кристаллической решетки, вязкости и пластичности [4].

Результаты испытаний образцов на ударный изгиб приведены на рисунке 4.

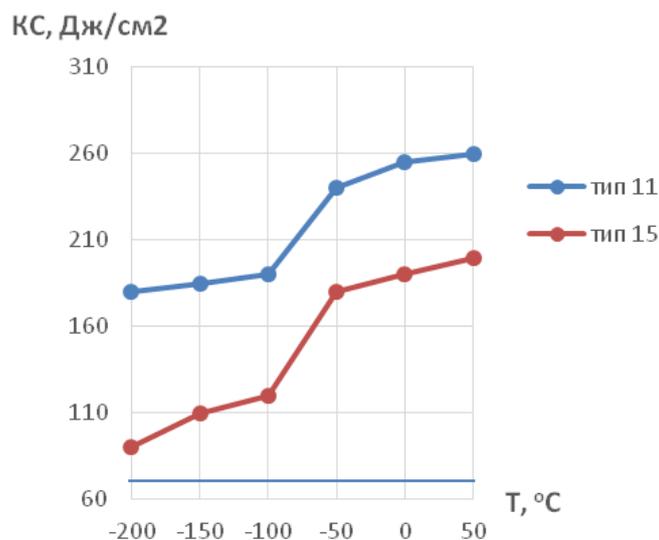


Рисунок – 4 Влияние низких температур и вида концентратора напряжения на значения ударной вязкости стали 12X18H10T

Как следует из рисунка 4, снижение температуры испытания приводит к падению удар-

ной вязкости как на образцах типа 11 (с острым V-образным надрезом), так и на образцах типа 15 (с острым надрезом и инициированной трещиной – T-образным надрезом). Более существенное падение наблюдается на образцах с T-образным надрезом. Тем не менее, значения ударной вязкости как на образцах с V-образным надрезом, так и на образцах с T-образным надрезом выше допустимых значений, составляющих в соответствии с нормативными документами для аустенитных Cr-Ni сталей 70 Дж/см².

На рисунке 5 представлены данные статической трещиностойкости для стали 12X18H10T.

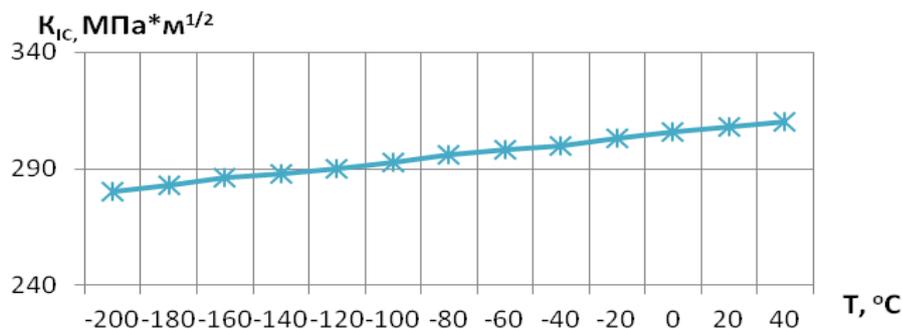


Рисунок 5 – Влияние низких температур на трещиностойкость исследованной стали 12X18H10T

Согласно полученным данным (см. рисунок 5) в исследованном интервале температур значения коэффициента интенсивности напряжений K_{Ic} исследованной стали изменились незначительно. Следовательно, сталь 12X18H10T обладает высоким запасом вязкости и, соответственно, возникающие в оборудовании трещины будут распространяться крайне медленно.

Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы по работе:

1. Наличие концентраторов напряжений на образцах из стали приводит к повышению значений прочности.
2. Концентратор напряжений может привести к резкому падению значений пластичности стали 12X18H10T.
3. Незначительное снижение значений трещиностойкости в ходе испытаний свидетельствует о том, что наличие дефекта не приведёт к хрупкому разрушению стали 12X18H10T.
4. Несмотря на полученные результаты, необходимо проводить тщательный контроль зон сварных соединений изделий, особенно эксплуатируемых в условиях низких температур.
5. Проведенные исследования показали, что для оценки работоспособности стали при низких температурах необходимо оценивать весь комплекс свойств.

Список литературы

1. Шарапова, Д. М. Эволюция структуры и свойств конструкционных низколегированных сталей при кратковременных локальных термических воздействиях концентрированными источниками тока: дисс. ... и канд. техн. наук. – СПб: СПбПУ им. Петра Великого, 2018. – 140 с.
2. Дроздовский, Б. А., Влияние трещин на механические свойства конструкционных сталей / Б.А. Дроздовский, Я.Б. Фридман. – М.: Металлургиздат, 1960.
3. Лебедев, Д. В. Конструктивная прочность криогенных сталей. – М.: «Металлургия», 1976. – 264 с.
4. Солнцев, Ю. П. Конструкционные стали и сплавы для криогенной техники. Справочник. / Ю. П. Солнцев, Г. А. Степанов. – М.: Металлургия, 1984. – 206.

INFLUENCE OF THE TEMPERATURE OF THE HEATING SOURCE ON THE EFFICIENCY OF THE ABSORPTION THERMOTRANSFORMER ON THE ALTERNATIVE WATER-SALT SOLUTION

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ГРЕЮЩЕГО ИСТОЧНИКА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ АБСОРБЦИОННОГО ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРА НА АЛЬТЕРНАТИВНОМ ВОДОСОЛЕВОМ РАСТВОРЕ

Malinina O.S.^a, Cand. Tech. Sc. Rabtsun A.O.^b	Малинина О.С.^а, к.т.н. Рабцун А.О.^б
ITMO University, Russia, 197101, St. Petersburg, Kronverksky Pr., 49	Университет ИТМО, Россия, 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр, д. 49
E-mail: a – holmash_malinina@mail.ru, b – artemrabtsun@mail.ru	

Abstract

The article analyzes the effect of the temperature of the heating source on the energy efficiency of the absorption lowering thermotransformer on an alternative water-salt solution. Thermal calculations of the actual thermodynamic cycle are performed. The results are obtained in the form of graphical dependencies.

Аннотация

В статье проводится анализ влияния температуры греющего источника на энергетическую эффективность абсорбционного понижающего термотрансформатора на альтернативном водосолевом растворе. Выполнены тепловые расчеты действительного термодинамического цикла. Получены результаты в виде графических зависимостей.

Абсорбционные одноступенчатые понижающие термотрансформаторы (АПНТ) можно успешно применять для целей технологического теплоснабжения, отопления зданий и горячего водоснабжения при наличии греющих источников с температурой ($100 \div 150$)°С и источников дешевой сбросной теплоты с температурой ($20 \div 40$)°С. В процессах трансформации теплоты в понижающем термотрансформаторе получают теплоту промежуточного температурного потенциала в количестве, превышающем на ($50 \div 70$)% теплоту греющего источника со сравнительно высокой температурой.

Наибольшее применение в АПНТ имеет система LiBr – H₂O. Теплофизические свойства ее хорошо изучены и наиболее благоприятны для использования в АПНТ. Для расширения рабочей зоны АПНТ к LiBr предложено добавлять соли и органические вещества. На основе LiBr – H₂O рекомендованы для использования в АПНТ следующие многокомпонентные системы: LiBr – LiCl – H₂O, LiBr – LiSCN – H₂O, LiBr – ZnBr₂ – CaBr₂ – H₂O и другие, но все они мало изучены. Большой интерес представляет использование в АПНТ системы LiCl – H₂O, что связано с большей термической стабильностью LiCl по сравнению с LiBr [1].

В данной работе проведена оценка влияния температуры греющего источника на энергетическую эффективность абсорбционного понижающего термотрансформатора на альтернативном водо-солевом растворе.

Основным показателем энергетической эффективности АПНТ является коэффициент трансформации. Кратность циркуляции раствора в цикле также является важным показателем, так как с ней связана работа растворного насоса.

На рисунке 1 представлена схема одноступенчатого абсорбционного понижающего термотрансформатора.

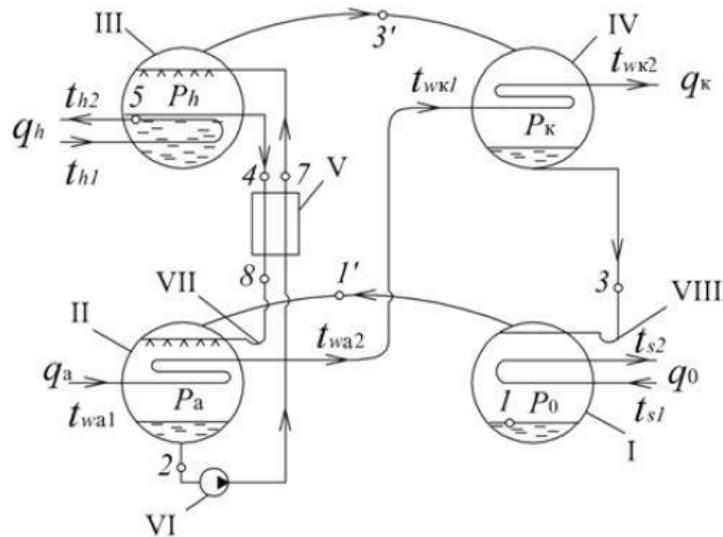


Рисунок 1 – Схема одноступенчатого абсорбционного понижающего термотрансформатора I – испаритель, II – абсорбер, III – генератор, IV – конденсатор, V – теплообменник растворов, VI – насос, VII, VIII – гидравлический затвор

В испарителе I за счет подвода теплоты от охлаждаемого источника кипит вода. Водяной пар, образовавшийся в испарителе, поступает в абсорбер II, где он абсорбируется крепким раствором, стекающим из генератора III через растворный теплообменник V и гидравлический затвор VII в абсорбер. Вследствие абсорбции пара раствором концентрация последнего снижается. Слабый раствор из абсорбера насосом VI подается через растворный теплообменник в генератор, где он кипит вследствие подвода теплоты от греющего источника. Водяной пар, образовавшийся в генераторе, поступает в конденсатор IV, где конденсируется. Теплота перегрева абсорбции и конденсации отводится к источнику теплоснабжения. Конденсат из конденсатора стекает в испаритель через гидравлический затвор VIII.

Расчеты проводились по методике, изложенной в литературных источниках [2], [3].

Зона дегазации, %

$$\Delta\xi = \xi_r - \xi_a,$$

где ξ_r , ξ_a – действительные концентрации крепкого и слабого растворов соответственно.

Кратность циркуляции раствора

$$a = \frac{\xi_r}{\Delta\xi}.$$

Удельный тепловой поток генератора, кДж/кг

$$q_h = i_{3'} + (a-1) \cdot i_4 - a \cdot i_7.$$

Удельный тепловой поток абсорбера, кДж/кг

$$q_a = i_{1'} + (a-1) \cdot i_8 - a \cdot i_2.$$

Удельный тепловой поток испарителя, кДж/кг

$$q_0 = i_{1'} - i_3.$$

Удельный тепловой поток конденсатора, кДж/кг

$$q_k = i_{3'} - i_3.$$

Коэффициент трансформации

$$\lambda = \frac{Q_a + Q_k}{Q_h}.$$

Для расчета были приняты следующие исходные данные: теплопроизводительность $Q_a + Q_k = 2000$ кВт, температура нагретой воды на выходе из конденсатора $t_{wk2} = 50^\circ\text{C}$, температура греющего источника на входе в генератор варьировалась в пределах $t_{h1} = (100 \div 110)^\circ\text{C}$, температура охлаждаемой воды на входе в испаритель составила $t_{s1} = 35^\circ\text{C}$, в качестве альтернативного водо-солевого раствора выбрана система LiCl – H₂O. Необратимые потери действительного цикла АПНТ выбраны согласно рекомендациям, представленным в литературе [2], [3].

Результаты расчетов представлены в виде графических зависимостей на рисунках 2 и 3.

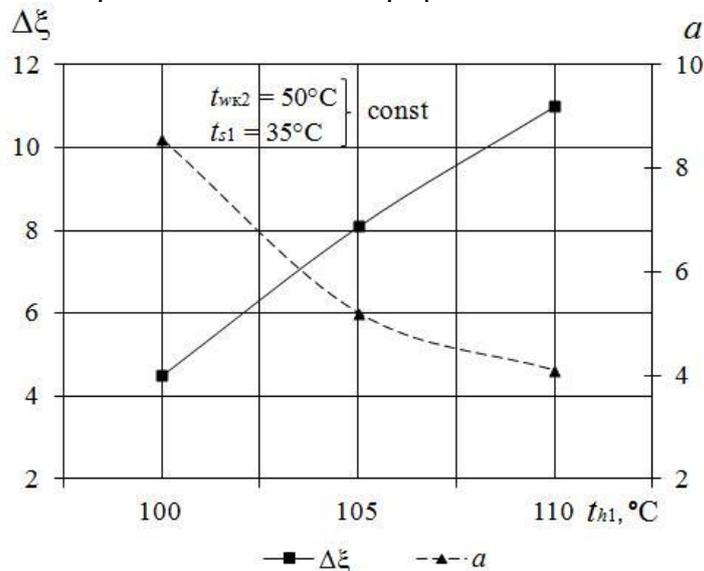


Рисунок 2 – График зависимости зоны дегазации и кратности циркуляции от температуры греющего источника

Из рисунка 2 видно, что при повышении температуры греющего источника, зона дегазации увеличивается с 4,5% до 11%, при этом кратность циркуляции раствора уменьшается с 8,56 до 4,09.

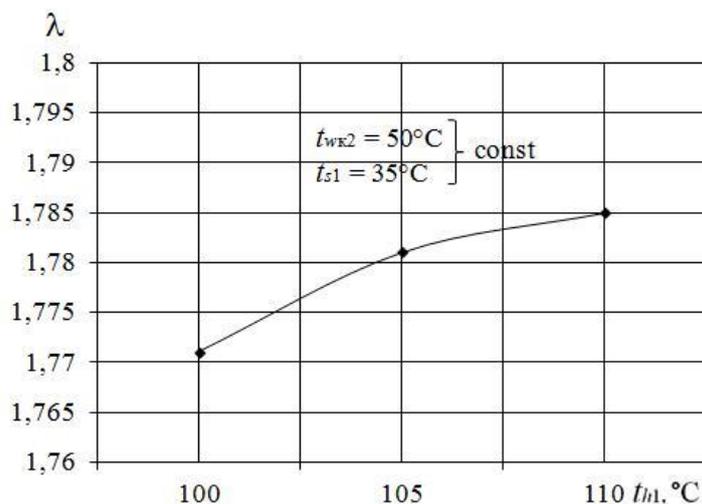


Рисунок 3 – График зависимости коэффициента трансформации от температуры греющего источника

Из рисунка 3 следует, что при повышении температуры греющего источника величина коэффициента трансформации возрастает с 1,771 до 1,785.

Вывод: из проведенных расчетов следует, что температура греющего источника существенно влияет на энергетическую эффективность абсорбционного понижающего термотрансформатора. Однако, окончательное решение о выборе параметров внешних источников необходимо принимать на основе технико-экономического анализа.

Список литературы

1. Орехов, И.И. Абсорбционные преобразователи теплоты/И.И. Орехов, Л.С. Тимофеевский, С. В. Караван. – Л.: Химия, 1989. – 209 с.: ил. (Экономия топлива и электроэнергии).
2. Бараненко, А. В. Холодильные машины: Учебник для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур» / А. В. Бараненко, Н. Н. Бухарин, В. И. Пекарев, Л. С. Тимофеевский; Под общей ред. Л. С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 944 с.: ил.
3. Тимофеевский, Л. С. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин, тепловых насосов и термотрансформаторов. Ч. 1. Расчет циклов, термодинамических и теплофизических свойств рабочих веществ: Учеб. пособие / Л. С. Тимофеевский, В. И. Пекарев, Н. Н. Бухарин и др. Под ред. Л. С. Тимофеевского. – СПб.: СПбГУНиПТ 2006. – 260 с.

УДК 697.9

PERFORMANCE EVALUATION OF HEAT PUMP HEAT UTILIZERS FOR VENTILATION SYSTEMS

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УТИЛИЗАТОРОВ ТЕПЛОТЫ ДЛЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

<p>Muraveynikov S.S.^a Sulin A.B.^b, Doct. Tech. Sc., associate professor Nikitin A.A.^c, Cand. Tech. Sc., associate professor Ryabova T.V.^d</p>	<p>Муравейников С.С.^a Сулин А.Б.^b, док. тех. наук, доцент Никитин А.А.^c, канд. тех. наук, доцент Рябова Т.В.^d</p>
<p>ITMO University, Russia, 197101, St. Petersburg, Kronverksky 49</p>	<p>Университет ИТМО, Россия, 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49</p>
<p>E-mail: a – mur_618@mail.ru, b – miconta@rambler.ru, c – andyquest@mail.ru, d – rjabova_tatjana@mail.ru</p>	

Abstract

The objective of the presented study is to analyze the influence of climatic factors when selecting the operating parameters of a heat utilization system based on heat pump equipment. An application of the methodology for evaluating the average annual efficiency of heat recovery equipment for selecting the optimal evaporation temperatures of the refrigerant in ventilation systems equipped with a heat pump as the main heat exchanger is considered. The results of virtual experiments are analyzed. Conclusions about the use of average annual efficiency evaluation in the design of life-support systems are made.

Аннотация

Задачей исследования является анализ влияния климатических факторов при выборе рабочих параметров системы теплоутилизации на базе теплонасосного оборудования. В рамках исследования рассмотрено приложение методики оценки среднегодовой эффективности теплоутилизационного оборудования для выбора оптимальных температур кипения хладагента в системах вентиляции, оснащаемых тепловым насосом в качестве основного тепло-

утилизатора. Проанализированы результаты виртуальных экспериментов. Сделаны выводы об использовании оценки среднегодовой эффективности при проектировании систем жизнеобеспечения.

Современное развитие техники в области снижения энергопотребления вентиляционного оборудования позволяет обеспечить значительную экономию энергоресурсов, затрачиваемых на нагрев воздуха в холодный период года. На сегодняшний день представлено большое разнообразие технических решений в данной области, основанных как на технологии пассивной теплоутилизации, так и на термодинамических циклах, а также на различных комбинациях этих методов.

В условиях возрастающих требований к комфорту и энергоэффективности [1,2] большое распространение приобретают системы утилизации, основанные на термодинамических циклах – тепловые насосы. Их применение обусловлено возможностью регулирования параметров работы в соответствии с фактической тепловой и расходной нагрузкой на систему вентиляции и достижению, благодаря этому, высоких показателей экономии, как в энергетическом, так и финансовом выражении [3,4,5].

Простейшая схема применения теплового насоса в системе вентиляции, применяемая, как правило, для обеспечения не только утилизации теплоты вытяжного воздуха, но и для охлаждения приточного воздуха за счет реверсирования потока хладагента, представлена на рисунке 1. В случае применения тепловых насосов в качестве теплоутилизатора вентиляционной системы негативное влияние падения температуры наружного воздуха на COP, характерное для других применений тепловых насосов типа воздух-воздух, практически отсутствует ввиду сравнительной стабильности температуры вытяжного воздуха. Основным фактором, влияющим на проектное значение COP теплонасосного утилизатора, является выбор температуры кипения, обусловленный требованием к максимальной теплопроизводительности теплового насоса. При фиксированном расходе воздуха на линии вытяжки для обеспечения утилизации большего количества тепловой энергии необходимо охлаждать вытяжной воздух до более низких температур. Учитывая обеспечение тепловым насосом энергосбережения при любом значении COP выше единицы, а также незначительность энергетических потерь на процессы оттайки [6], рекомендуется применение отрицательных температур кипения в тепловых насосах, обслуживающих вентиляционное оборудование.

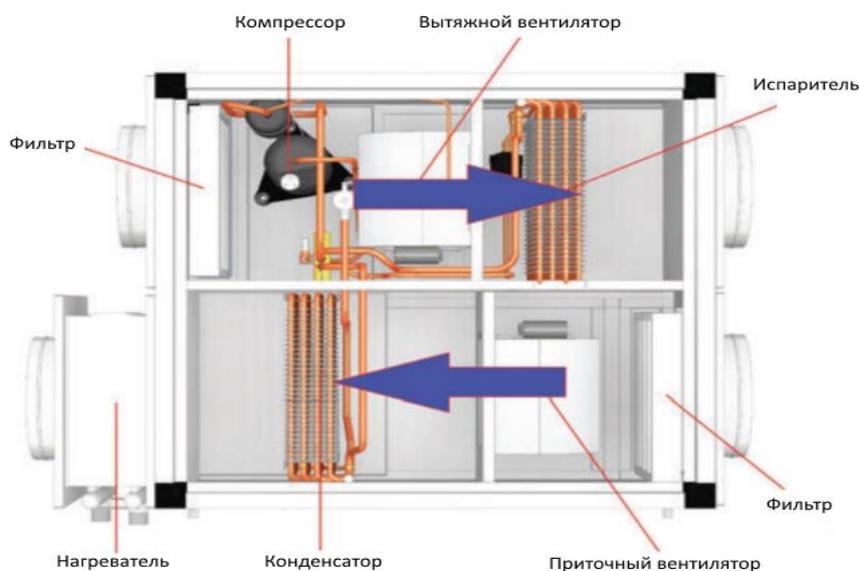


Рисунок 1 – Элементы вентиляционной системы использующей тепловой насос в качестве первичного теплоутилизатора

Задачей исследования является анализ эффективных температур кипения для теплонасосных систем утилизации на основании методики оценки среднегодовой эффективности для ряда городов России. В качестве объекта исследования выбрана модель сбалансированной системы приточно-вытяжной вентиляции с расходом воздуха 2500 м³/ч. Температура воздуха в обслуживаемом помещении принята 22 °С. Температурный напор на испарителе теплового насоса принят 5 К. Характеристики теплового насоса соответствуют моделям, созданным на базе компрессоров Copeland Digital Scroll с функцией неинверторного регулирования производительности, работающих на хладагенте R410A. Данная технология регулирования принята в исследовании по причине линейности функции потерь производительности от изменения нагрузки, а также пренебрежимо малой величины данных потерь [7]. Температура конденсации принята равной 35°С, переохлаждение 2 К, полезный перегрев принят как 100%. Данные о производительности компрессоров в исследуемых режимах работы соответствуют данным Emerson Select 7.16. Данные о внешних условиях представлены климатическим профилем на основании статистических данных, полученных за последние 10 лет метеорологических наблюдений [8]. Сравнение климатических профилей городов Санкт-Петербурга, Махачкалы и Сочи представлено на рисунке 2

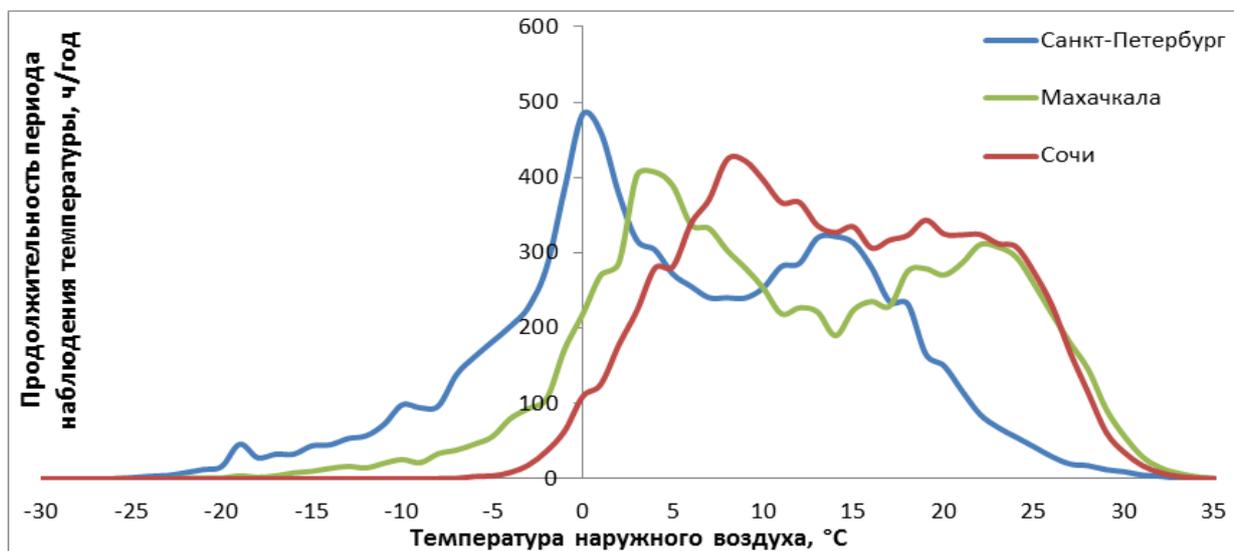


Рисунок 2 – Климатические профили городов Санкт-Петербурга, Махачкалы и Сочи

В исследовании рассмотрен диапазон температур кипения от плюс 15°С до минус 21°С. Для каждой температуры в пределах диапазона с шагом 1°С с использованием пакета Mathcad получены данные о среднегодовой эффективности по следующему алгоритму.

Для заданных температур кипения в диапазоне температур наружного воздуха, соответствующих необходимости его нагрева, определены номинальные производительности теплового насоса.

$$Q_{hp} = \frac{\left(\frac{L \cdot \rho_{ex}}{3600}\right) \cdot C_{pex} \cdot (T_{ex} - (T_{0j} - \Delta T_{ev}))}{K_{cj}} \cdot K_{hj}, \text{ кВт},$$

где: L – расход воздуха сбалансированной приточно-вытяжной системы вентиляции, м³/ч;

ρ_{ex} – плотность воздуха при температуре вытяжного воздуха T_{ex} , кг/м³ ;

C_{pex} – теплоемкость воздуха при температуре вытяжного воздуха T_{ex} , кДж/К ;

T_{ex} – температура воздуха на вытяжной линии, К;

T_{0j} – температура кипения, К;

ΔT_{ev} – температурный напор на испарителе, К;

K_{cj} – холодильный коэффициент при температуре кипения T_{0j} ;

K_{hj} – отопительный коэффициент при температуре кипения T_{0j} .

Выражение

$$N_{hpi} = \frac{\left(\frac{L \cdot \rho_{ex}}{3600}\right) \cdot C_{pex} \cdot (T_{ex} - (T_{0j} - \Delta T_{ev}))}{K_{0j}}, \text{ кВт}$$

характеризует электрическую мощность, потребляемую тепловым насосом при его номинальной нагрузке, то есть в тех случаях, когда его производительность меньше или равна тепловой нагрузке на систему вентиляции.

Для того же диапазона температур определены фактические тепловые нагрузки на вентиляционную систему:

$$Q_{ri} = \left(\frac{L \cdot \rho_i}{3600}\right) \cdot C_{pi} \cdot (T_{sup} - T_{outi}), \text{ кВт},$$

где: ρ_i – плотность воздуха при температуре наружного воздуха T_{outi} , кг/м³;

C_{pi} – теплоемкость воздуха при температуре наружного воздуха T_{outi} , кДж/К;

T_{sup} – требуемая температура на притоке, К;

T_{outi} – температура наружного воздуха i , К.

Обеспечение тепловым насосом части тепловой нагрузки на систему вентиляции определяет нагрузку на калорифер вентиляционной установки:

$$Q_{hi} = Q_{ri} - Q_{hp}$$

В случаях избыточной производительности теплового насоса при отдельных температурах наружного воздуха потребляемые им мощности рассчитаны по формуле:

$$N_{hpi} = N_{hp} K_d \left(1 - \frac{Q_{hp} - Q_r}{Q_{hp}}\right), \text{ кВт},$$

где: K_r – коэффициент, учитывающий потери при регулировании производительности.

Полученные результаты расчета тепловой нагрузки, потребления энергии тепловым насосом и нагревателем, рассчитанные для каждого температурного режима, учитываются с учетом количество часов наблюдения соответствующей температуры наружного воздуха для получения среднегодовых показателей:

$$Q_r = \sum (Q_{ri} \cdot \tau_i), \text{ кВт} \cdot \text{ч},$$

где: τ_i - на количество часов наблюдения температуры наружного воздуха T_{outi} , ч.

$$Q_h = \sum (Q_{hi} \cdot \tau_i), \text{ кВт} \cdot \text{ч}$$

$$N_{hp} = \sum (N_{hpi} \cdot \tau_i), \text{ кВт} \cdot \text{ч}$$

На основании полученных данных для каждой температуры кипения рассчитана среднегодовая энергетическая эффективность в процентном выражении:

$$K = \frac{Q_r - (N_{hp} + Q_h)}{Q_r} \cdot 100, \%$$

Графики, демонстрирующие результаты расчетов среднегодовой энергетической эффективности для городов Санкт-Петербурга, Махачкалы и Сочи при температурах кипения в диапазоне от плюс 15°C до минус 21°C приведены на рисунке 3. Резкое возрастание значения эффективности при снижении температуры кипения от 15°C до значений максимумов эффективности вызвано увеличением количества тепловой энергии, утилизируемой тепловым насосом при сравнительно высоких COP. Последующее снижение обусловлено как дальнейшим уменьшением COP, так и низкой степенью нагрузки на тепловой насос в связи с его избыточной производительностью при большинстве температур наружного воздуха. Графики имеют явно выраженные максимумы экономии в энергетическом выражении, причем для различных населенных пунктов данным максимумам соответствуют различные температуры кипения. Так для Санкт-Петербурга максимальная эффективность достигается при температуре кипения минус 6°C и составляет 70,6%, для Махачкалы максимум достигается при температуре кипения минус 2°C и составляет 74,4%, для Сочи максимум составляет 77,8% при 0°C.

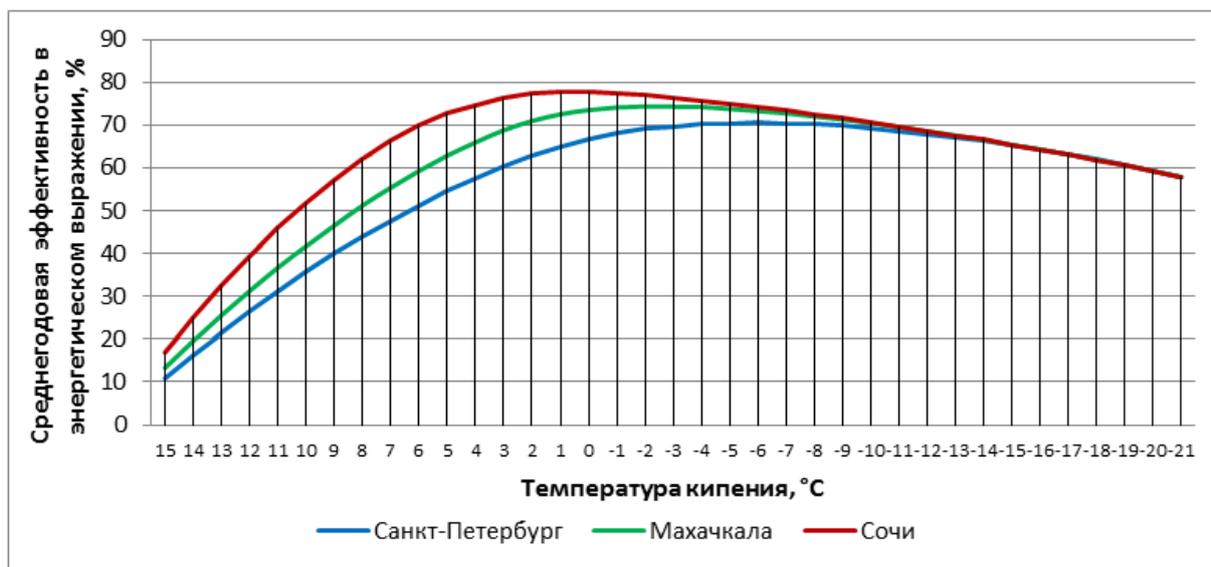


Рисунок 3 – Показатели среднегодовой эффективности в энергетическом выражении.

Следует отметить, что энергетические показатели при применении теплонасосного оборудования для нагрева в большинстве случаев не отражают экономической выгоды от использования данной технологии. Потребляемая насосом электрическая энергия в условиях России стоит дороже, чем тепловая энергия, получаемая из городских сетей или локальных ТЭЦ [9,10]. Данные, полученные в энергетическом выражении, применимы для использования в лишь в случае использования в качестве вспомогательного нагревателя электроколорифера, а также при оценке экологических аспектов для учета экономии условного первичного топлива.

Для оценки экономической эффективности следует ввести в расчет коэффициент, учитывающий разницу в стоимости электрической и тепловой энергии:

$$K_e = \frac{C_e}{C_h},$$

где: C_e – стоимость одного кВт электрической энергии, у.е.;

C_h – стоимость одного кВт тепловой энергии, у.е.

Для большинства субъектов Российской Федерации значение коэффициента K_e в случае централизованного тепло- и газоснабжения находится в диапазоне от 2,5 до 3,5 [11] и в значительной степени варьируется в зависимости от типа топлива, применяемого в локальных ТЭЦ в остальных случаях [12].

С учетом данного коэффициента возможен расчет среднегодовой экономической эффективности рассматриваемой системы:

$$K = \frac{Q_r - (K_e N_{hp} + Q_h)}{Q_r} \cdot 100, \%$$

В качестве примера расчета принято усредненное для рассматриваемых населенных пунктов [13] значение $K_e = 2,8$. Результаты расчета при данном значении коэффициента представлены на рисунке 4. Наряду с общим снижением экономии с 85% -70% в энергетическом выражении до 40% - 30% в экономическом выражении наблюдается смещение оптимальных температур кипения в сторону их повышения в среднем на 5 К. Зависимость распределения максимумов эффективности на шкале температур кипения от характеристик климатических профилей рассмотренных населенных пунктов сохраняется. Характер графиков среднегодовой экономии схож с графиками расчетных энергетических показателей, однако снижение COP в диапазоне температур кипения ниже 0 °C влияет на изменение эффективности в значительно большей степени вплоть до достижения отрицательного экономического эффекта при температурах кипения ниже минус 14°C, демонстрируя более узкий диапазон выбора температур кипения при значениях K_e выше 2,5.

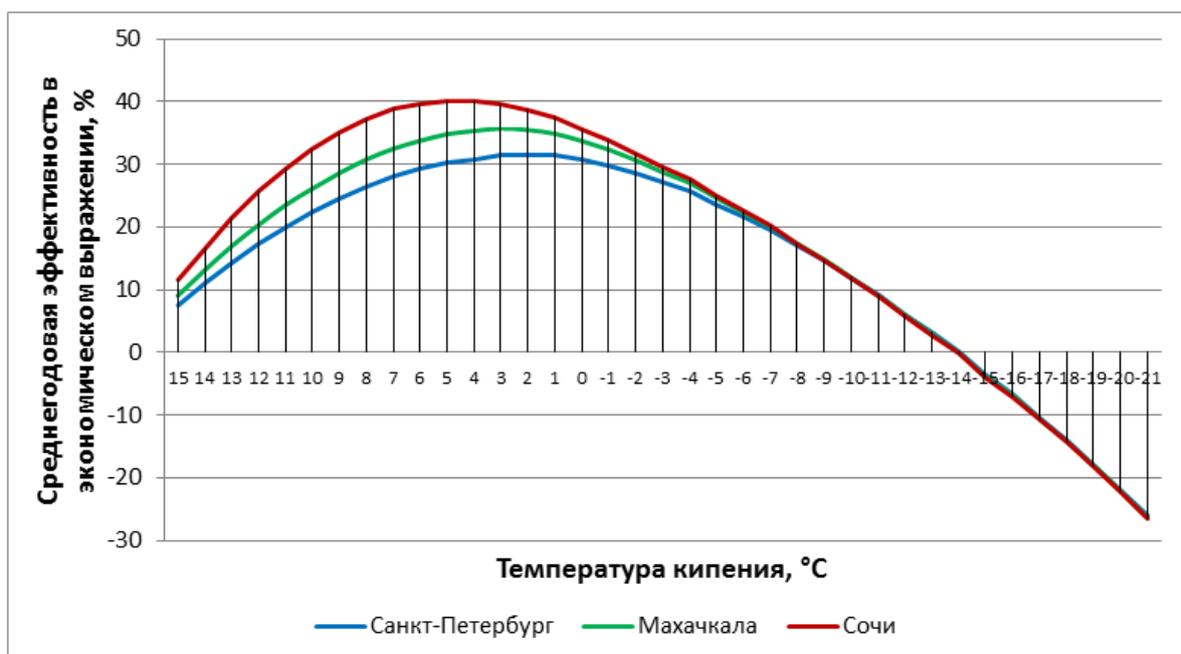


Рисунок 4 – Показатели среднегодовой эффективности в экономическом выражении.

Выполненные исследования в области применения методики оценки среднегодовой эффективности при проектировании систем жизнеобеспечения подтвердили целесообразность учета среднегодовых показателей, региональных климатических и экономических факторов при выборе рабочих параметров систем теплоутилизации на базе теплонасосного оборудования. В результате исследования выявлены характерные зависимости, позволяющие сделать вывод об эффективности применения данного оборудования в условиях конкретного объекта. Продемонстрирована возможность адаптации данной методики для решения широкого спектра прикладных инженерных задач.

Список литературы

1. Awbi, H. B. Ventilation of buildings, Second Edition / H.B. Awbi. – Taylor & Francis: London, 2003.
2. Bakó-Biró, Zs. Ventilation rates in schools and pupil's performance using computerized assessment tests, Proceedings of Indoor Air / Zs. Bakó-Biró, N. Kochhar, D. J. Clements-Croome, H. B. Awbi, M Williams - Copenhagen, Denmark, 2008 – p. 880. — ISBN 9788778772701.
3. Fucci, F. Study of a prototype of an advanced mechanical ventilation system with heat recovery integrated by heat pump / F. Fucci, C. Perone, G. La Fianza, L. Brunetti, F. Giametta, P. Catalano / Energy and Buildings, 2016. – p. 111-121. – ISSN 0378-7788.
4. Yang Wang, School building energy performance and classroom air environment implemented with the heat recovery heat pump and displacement ventilation system / Yang Wang, Fu-Yun Zhao, Jens Kuckelkorn, Hartmut Spliethoff, Ernst Rank / Applied Energy, 2014. – p. 58-68. – ISSN 0306-2619.
5. Xiaokun Wu, Performance evaluation of a capacity-regulated high temperature heat pump for waste heat recovery in dyeing industry / Xiaokun Wu, Ziwen Xing, Zhilong He, Xiaolin Wang, Wenqing Chen / Applied Thermal Engineering, 2016. – p. 1193-1201. – ISSN 1359-4311.
6. Behrouz Nourozi, Energy and defrosting contributions of preheating cold supply air in buildings with balanced ventilation / Behrouz Nourozi, Qian Wang, Adnan Ploskić / Applied Thermal Engineering, 2019.– p. 180-189.– ISSN 1359-4311.
7. Hu Huang, An experimental study on variable air volume operation of ducted air-conditioning with digital scroll compressor and conventional scroll compressor / Hu Huang, Qihe Li, Dongxue Yuan, Zhenchun Qin, Zhongbin Zhang / Applied Thermal Engineering, 2008. – p. 761-766. – ISSN 1359-4311.

8. Климатические данные [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://tr5.ru/>, своб.
9. Никитин, А. А. Перспективы использования тепловых насосов в системах вентиляции / А. А. Никитин, С. С. Муравейников, В. А. Крылов // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование – 2016. – № 4(24). – С. 57-61.
10. Hikmet Esen, Technoeconomic appraisal of a ground source heat pump system for a heating season in eastern Turkey / Hikmet Esen, Mustafa Inalli, Mehmet Esen / Energy Conversion and Management, 2006. – p. 1281-1297. – ISSN 0196-8904.
11. Самойленко, В. Ю. Оптимизация систем утилизации теплоты воздуха, удаляемого из помещений с повышенным влаговыведением : диссертация кандидата технических наук : 05.04.03 / В. Ю. Самойленко – Москва, 2013. – с. 173 с. – ил. РГБ ОД, 61 14-5/199.
12. Никитин, А.А. Энергоэффективность теплонасосных систем отопления в коттеджном строительстве / А. А. Никитин, В. А. Крылов, О. С. Чурашов // Энерго- и ресурсоэффективность малоэтажных жилых зданий: Материалы II Всероссийской научной конференции с международным участием, Новосибирск, 24–26 марта 2015г. – 2015. – С. 215-221.
13. Данные о тарифах на электроэнергию и теплоснабжение, применяемых на территории субъектов Российской Федерации [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://energybase.ru>, своб.

УДК 621.565.93.95

**MODELING OF THE FREEZING PROCESS OF THE HETEROGENEOUS
NON-ISOTHERMAL FOOD SYSTEM**

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЗАМОРАЖИВАНИЯ ГЕТЕРОГЕННОЙ
НЕИЗОТЕРМИЧЕСКОЙ ПИЩЕВОЙ СИСТЕМЫ**

Potapov V. O. ^{1a} , Dr. of technical sciences, Professor Semeniuk D. P. ^{2b} , PhD, Sc. Associate Professor	Потапов В. А. ^{1a} , д.т.н., профессор Семенюк Д. П. ^{2b} , к.т.н., доцент
Kharkiv State University of Food Technology and Trade, Ukraine, 61051, Kharkiv, str. Klochkovskaya, 333	Харьковский государственный университет питания и торговли, Украина, 61051, Харьков, ул. Клочковская, 333
E-mail: a – potapov@bigmir.net ; b – dmitriy.semeniuk@gmail.com	

Abstract

The process of freezing a simplified model of a heterogeneous food system is considered. The kinetics of freezing is analyzed for various variants of the process. The equations describing the kinetics of heat transfer and phase transitions are obtained. Conclusions about the factors affecting the duration of the freezing process are obtained.

Аннотация

Рассмотрен процесс замораживания упрощенной модели гетерогенной пищевой системы. Проанализирована кинетика замораживания для различных вариантов процесса. Получены уравнения, описывающие кинетику теплообмена и фазовых переходов. Сделаны выводы о факторах, оказывающих влияние на длительность процесса замораживания.

При производстве некоторых пищевых продуктов возникает необходимость замораживания многокомпонентных систем, включающих в себя предварительно замороженные ингредиенты. Идея такого подхода основана на известном факте о прямой связи качества замороженных продуктов со скоростью их замораживания. Теоретически существует возможность сокращения продолжительности замораживания многокомпонентных пищевых систем, если на этапе их формирования один или несколько компонентов вводятся в замороженном виде. Однако при этом нужно оценить энергетическую эффективность такого двухстадийного процесса, поскольку с одной стороны предварительное замораживание требует дополнительных расходов, с другой стороны, при этом сокращаются энергозатраты на втором этапе замораживания системы.

Описание процесса замораживания гетерогенной изначально неизотермической пищевой системы (рис. 1а) является сложной физико-математической задачей. В общем случае фракции A и B имеют разные теплофизические характеристики (ТФХ) которые существенно изменяются в процессе замораживания, разные начальные температуры, произвольную геометрию и распределение фракции B в системе. Такой объект описывается нелинейной системой n – дифференциальных уравнений (по числу частиц фракции B), которая может быть решена численными методами только для конкретной пространственной геометрии системы [1–4].

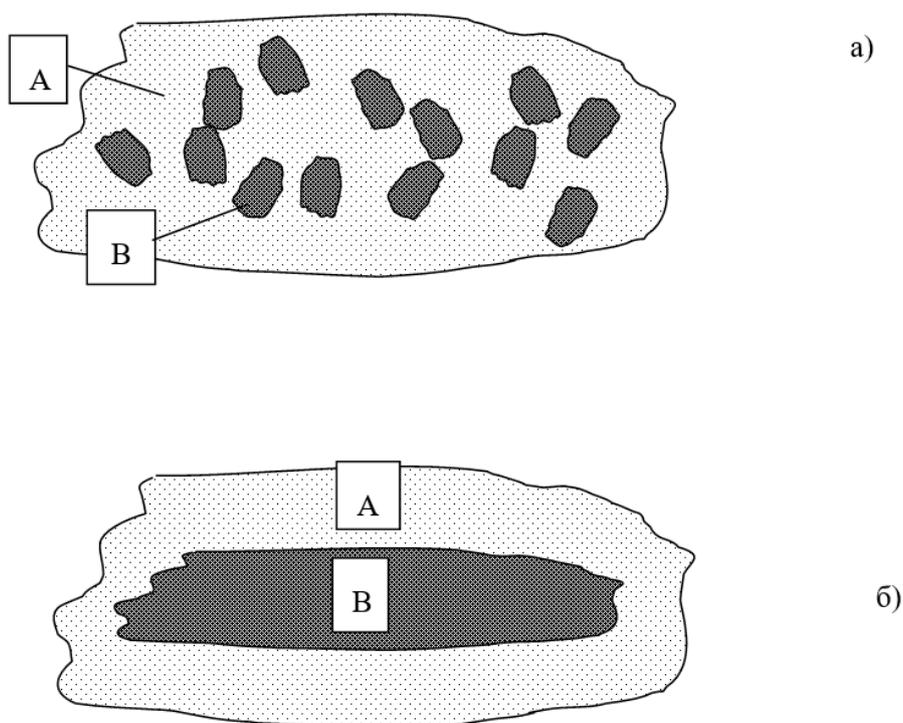


Рисунок 1 – а) – гетерогенная система, б) – модель системы

В любом случае характер кинетики замораживания системы будет зависеть в первую очередь от соотношения объемов фракций A и B , ТФХ фракций и начальных температур (при постоянных внешних условиях в камере замораживания). Поэтому для инженерного описания данной системы рассмотрим упрощенную модель (рис. 1б), которая отражает основные особенности процесса: два тела A и B произвольной геометрии с разной начальной температурой, суммарный объем тел равен объему рассматриваемой системы, объем тела B равен общему объему фракции B .

Очевидно, что характер кинетики замораживания тела B зависит от его объема и в общем случае может развиваться по четырем вариантам (c, d, e, f) рис. 2.

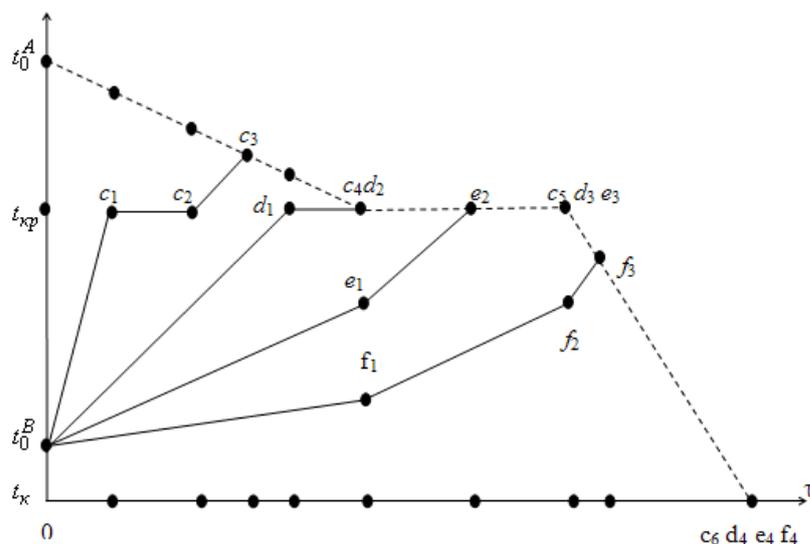


Рисунок 2 – Модель кинетики замораживания гетерогенной неизотермической системы: $t_{кр}$ – криоскопическая температура системы; t_0^A , t_0^B – начальные температуры тел A и B ; t_k – конечная температура системы

Вариант c : нагрев тела B до криоскопической температуры (участок $0-c_1$), полное размораживание тела B (c_1-c_2), нагрев до теплового равновесия с телом A (c_2-c_3), охлаждение системы $A+B$ до криоскопической температуры (c_3-c_4), замораживание системы (c_4-c_5), домораживание системы до конечной температуры (c_5-c_6).

Вариант d : нагрев тела B до криоскопической температуры ($0-d_1$), частичное размораживание тела B (d_1-d_2), замораживание всей системы (d_2-d_3), домораживание системы до конечной температуры (d_3-d_4).

Вариант e : нагрев тела B до температуры меньше криоскопической ($0-e_1$), нагрев до криоскопической температуры (e_1-e_2), замораживание системы (e_2-e_3), домораживание системы до конечной температуры (e_3-e_4).

Вариант f : нагрев тела B до температуры меньше криоскопической ($0-f_1$), (f_1-f_2), нагрев тела B до теплового равновесия с телом A (f_2-f_3), домораживание системы до конечной температуры (f_3-f_4).

Таким образом, кинетика процесса замораживания системы должна описываться по отдельным временным интервалам (точки на оси времени рис. 2).

Задачу будем рассматривать на основе следующих допущений:

теплофизические характеристики тел A и B постоянные, но имеют разные значения в области положительных и отрицательных температур;

кинетика теплообмена между телами A и B описывается для их среднеобъемных температур;

кинетика фазового перехода (размораживание, замораживание) описывается для каждого тела движением фазового фронта при постоянной температуре $t_{кр}$ одинаковой для тел A и B .

В качестве математической модели используем кинетические уравнения теплопереноса для тел произвольной формы [5–8].

В уравнениях использованы следующие обозначения:

τ – текущее время, с; t – температура, °C; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); c – удельная теплоемкость, Дж/(кг·К); ρ – плотность, кг/м³; r – удельная теплота фазового перехода, Дж/кг; α – коэффициент теплообмена, Вт/(м²·К); R – характерный размер тела (отношение объема тела к площади его поверхности).

Индексы: 1 – ТФХ при положительных температурах; 2 – ТФХ при отрицательных

температурах; A, B – фракции системы; x – охлаждающая среда.

Системы дифференциальных уравнений кинетики теплопереноса по временным интервалам процесса замораживания системы $A+B$ имеют следующий вид.

Участки $0-c_1, c_2-c_3, 0-d_1, 0-e_1, 0-f_1$:

$$c_{A1}\rho_{A1}R_A \frac{dt^A}{d\tau} = -\frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{R_A}{\lambda_{A1}}}(t^A - t_x) - \frac{1}{\frac{R_A}{\lambda_{A1}} + \frac{R_B}{\lambda_{B2}}}(t^A - t^B), \quad (1)$$

$$c_{B2}\rho_{B2}R_B \frac{dt^B}{d\tau} = \frac{1}{\frac{R_A}{\lambda_{A1}} + \frac{R_B}{\lambda_{B2}}}(t^A - t^B). \quad (2)$$

Участки c_1-c_2, d_1-d_2 :

$$c_{A1}\rho_{A1}R_A \frac{dt^A}{d\tau} = -\frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{R_A}{\lambda_{A1}}}(t^A - t_x) - \frac{1}{\frac{R_A}{\lambda_{A1}}}(t^A - t_{kp}), \quad (3)$$

$$r\rho_{B1}R_B \frac{d\xi_B}{d\tau} = \frac{1}{\frac{R_A}{\lambda_{A1}} + \frac{\xi_B \cdot R_B}{\lambda_{B1}}}(t^A - t_{kp}), \quad (4)$$

где ξ_B – текущая безразмерная координата фронта фазового перехода в теле B ($0 \leq \xi_B \leq 1$).
Участок c_3-c_4 ($t^A = t^B = t^{AB}$),

$$(c_{A1}\rho_{A1}R_A + c_{B1}\rho_{B1}R_B) \frac{dt^{AB}}{d\tau} = -\frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{R_A}{\lambda_{A1}} + \frac{R_B}{\lambda_{B1}}}(t^{AB} - t_x). \quad (5)$$

Участки $c_4-c_5, d_2-d_3, e_2-e_3$:

$$r\rho_{A1}R_A \frac{d\xi_A}{d\tau} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{\xi_A \cdot R_A}{\lambda_{A2}}}(t_{kp} - t_x), \quad (6)$$

$$r\rho_{B1}R_B \frac{d\xi_B}{d\tau} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{\xi_A \cdot R_A}{\lambda_{A2}} + \frac{\xi_B \cdot R_B}{\lambda_{B2}}}(t_{kp} - t_x). \quad (7)$$

Участки $c_5-c_6, d_3-d_4, e_3-e_4, f_3-f_4$ ($t^A = t^B = t^{AB}$)

$$(c_{A2}\rho_{A2}R_A + c_{B2}\rho_{B2}R_B) \frac{dt^{AB}}{d\tau} = -\frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{R_A}{\lambda_{A2}} + \frac{R_B}{\lambda_{B2}}}(t^{AB} - t_x), \quad (8)$$

Участки e_1-e_2, f_1-f_2

$$r\rho_{A1}R_A \frac{d\xi_A}{d\tau} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{\xi_A \cdot R_A}{\lambda_{A2}}}(t_{kp} - t_x), \quad (9)$$

$$r\rho_{A1}R_A \frac{d\xi_A}{d\tau} = \frac{1}{\frac{R_B}{\lambda_{B2}} + \frac{R_A(1-\xi_A)}{\lambda_{A1}}}(t_{kp} - t^B), \quad (10)$$

$$c_{B2}\rho_{B2}R_B \frac{dt^B}{d\tau} = \frac{1}{\frac{R_B}{\lambda_{B2}}}(t_{kp} - t^B). \quad (11)$$

Участок f_2-f_3

$$c_{A2}\rho_{A2}R_A \frac{dt^A}{d\tau} = -\frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{R_A}{\lambda_{A2}}}(t^A - t_x) - \frac{1}{\frac{R_A}{\lambda_{A2}} + \frac{R_B}{\lambda_{B2}}}(t^A - t^B), \quad (12)$$

$$c_{B2}\rho_{B2}R_B \frac{dt^B}{d\tau} = \frac{1}{\frac{R_A}{\lambda_{A2}} + \frac{R_B}{\lambda_{B2}}}(t^A - t^B). \quad (13)$$

Полученные уравнения отписывают кинетику теплообмена и фазовых переходов между компонентами системы $A+B$ и позволяют рассчитать продолжительность каждого этапа процесса для следующих случаев:

замораживание гетерогенной неизотермической системы ($\lambda_A \neq \lambda_B, c_A \neq c_B, \rho_A \neq \rho_B, t_0^A \neq t_0^B$);

замораживание гетерогенной изотермической системы ($\lambda_A \neq \lambda_B, c_A \neq c_B, \rho_A \neq \rho_B, t_0^A = t_0^B$);

замораживание гомогенной изотермической системы ($\lambda_A = \lambda_B, c_A = c_B, \rho_A = \rho_B, t_0^A = t_0^B$).

Полная продолжительность процесса замораживания системы равняется сумме отдельных этапов

$$\Delta\tau = \sum_{i=1}^n \Delta\tau_i, \quad (14)$$

где n – число характерных интервалов процесса замораживания системы для каждого случая ($n=3\dots 6$).

Затраты энергии на замораживание соответствующей системы можно определить из следующих соображений. Количество теплоты, отведенной в процессе замораживания, равняется

$$Q = \alpha S(t_{II} - t_x)\Delta\tau, \quad (15)$$

где: t_{II} – температура поверхности замораживаемой системы;

S – площадь поверхности замораживаемой системы;

$\Delta\tau$ – продолжительность замораживания.

Сравним два процесса замораживания системы $A+B$. Одностадийный процесс: смешивание фракций A и B при положительной начальной температуре и последующее замораживание полученной системы. Двухстадийный процесс: предварительное замораживание фракции B , смешивание фракции B с незамороженной фракцией A и последующее замораживание системы.

Если предположить, что во всех рассмотренных вариантах системы замораживание происходит в одинаковых внешних условиях (постоянный коэффициент теплообмена, постоянная поверхность теплообмена), то отношение затрат энергии в двухстадийном процессе к одностадийному процессу замораживания равно

$$Q^* = \frac{\alpha S(t_{II} - t_x)\Delta\tau_B + \alpha S(t_{II} - t_x)\Delta\tau_{A+B}}{\alpha S(t_{II} - t_x)\Delta\tau_{AB}} = \frac{\Delta\tau_{A+B}}{\Delta\tau_{AB}} + \frac{\Delta\tau_B}{\Delta\tau_{AB}}, \quad (16)$$

где $\Delta\tau_B$ – продолжительность замораживания фракции B ;

$\Delta\tau_{A+B}$ – продолжительность замораживания неизотермической системы $A+B$;

$\Delta\tau_{AB}$ – продолжительность замораживания изотермической системы $A+B$ в одностадийном процессе.

Очевидно, что относительные энергозатраты Q^* являются функцией ТФХ и относительных концентрации фракций A и B (в рамках рассматриваемой модели соотношение характерных линейных размеров R_A, R_B).

Полученные уравнения для расчета продолжительности процесса замораживания решались численно в среде пакета Mathcad.

Ниже приведены графики продолжительности замораживания системы $A+B$ в зависимости от определяющих факторов:

$R^* = R_B / (R_A + R_B)$ – относительная концентрация (по линейным размерам) фракции B в системе;

$\Delta a^* = (a_{A1} - a_{B1}) / a_{A1}$ – коэффициент теплофизической гетерогенности системы, где $a = \lambda / c\rho$ – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$;

$\Delta\theta = (T_0^A - T_0^B) / T_x$ – коэффициент начальной неизотермичности системы, где T – температура, К .

Продолжительность замораживания выражена в числах Фурье

$$\text{Fo} = \lambda_{A1} \tau / [c_{A1} \rho_{A1} (R_A + R_B)^2]. \quad (17)$$

Полученные зависимости иллюстрируют очевидный результат об уменьшении продолжительности замораживания системы с увеличением концентрации фракции B , что вызвано увеличением отрицательной энтальпии, вносимой в систему фракцией B с низкой начальной температурой. При этом скорость изменения продолжительности замораживания независимо от ТФХ системы уменьшается при относительных концентрациях $R^* > 0,7$.

Приведенные результаты показывают, что наибольшее влияние на процесс замораживания гетерогенной системы оказывает степень начальной неизотермичности: чем больше разница температур фракций A и B , а также, чем ниже температура охлаждающей среды, тем меньше продолжительность замораживания системы. При увеличении степени начальной неизотермичности на 50% продолжительность замораживания снижается на 20...30% (кривая 2), при уменьшении разницы начальных температур фракций продолжительность замораживания растет, но в меньшей степени (кривая 3, рис. 3а).

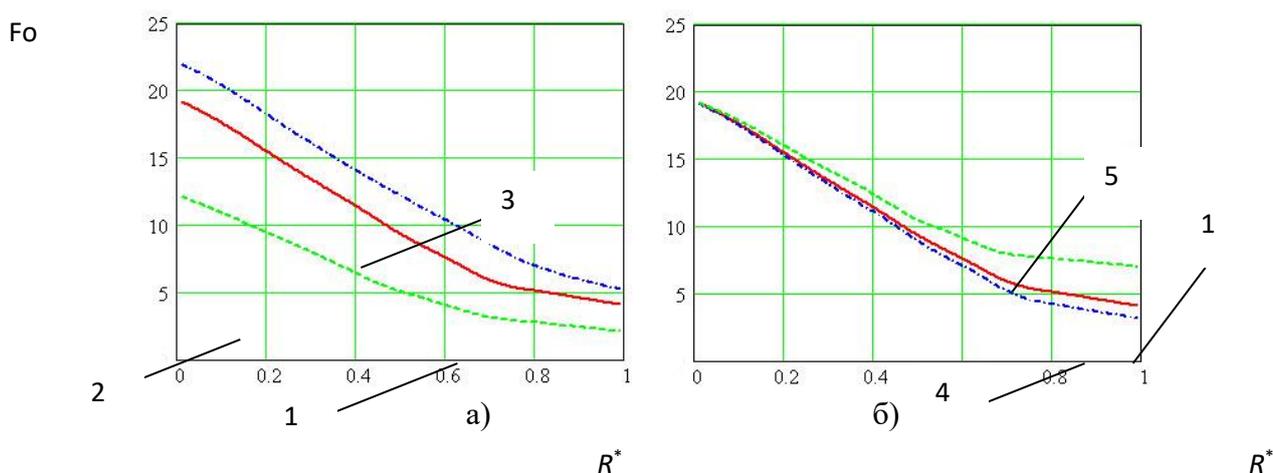


Рисунок 3 – Продолжительность замораживания системы в зависимости от относительной концентрации фракции B : а) – влияние начальной неизотермичности системы; б) – влияние теплофизической неоднородности системы.

1 – $\Delta\theta=0,15$; $\Delta a^*=0$; 2 – $\Delta\theta=0,1$; $\Delta a^*=0$; 3 – $\Delta\theta=0,2$; $\Delta a^*=0$;

4 – $\Delta\theta=0,15$; $\Delta a^*=-0,5$; 5 – $\Delta\theta=0,15$; $\Delta a^*=0,5$.

Неоднородность теплофизических характеристик гораздо меньше влияет на процесс (рис. 3б). Очевидно, что она проявляется только при больших концентрациях фракции B ($R^* > 0,5$, при $R^* > 0$ система гомогенна). При этом если коэффициент температуропроводности фракции B больше чем фракции A ($\Delta a^* < 0$, кривая 4), то имеет место сокращение продолжительности замораживания по сравнению с гомогенной системой (кривая 1) и напротив, если коэффициент температуропроводности фракции B меньше, чем фракции A (кривая 5), то продолжительности замораживания увеличивается.

Подводя итоги, можно сделать следующие выводы:

снижение продолжительности процесса замораживания системы тем больше, чем больше разница начальных температур фракций A и B и чем ниже температура охлаждающей среды;

чем больше коэффициент температуропроводности фракции *B* по сравнению с фракцией *A*, тем больше эффект снижения продолжительности замораживания системы; наибольшее снижение продолжительности процесса имеет место при концентрациях фракции *B* меньше 0,7 (в линейных размерах фракций).

Таким образом, существует возможность снижения энергозатрат на процесс замораживания путем предварительного создания неизотермической двухкомпонентной пищевой системы с оптимальной концентрацией компонентов.

Список литературы

1. Оніщенко, В. П. Наукові основи процесів та апаратів холодильної технології харчових продуктів. / В. П. Оніщенко // Дис... д-ра техн. наук: 05.18.14. - Одесса, 2000. – 415 с.
2. Kluza, F. Food freezing and thawing time prediction with new simple calculation formulas application / F. Kluza, WEL Spiess, D.Góral // Proceedings of the 3rd Karlsruhe Nutrition Symposium: European Research Towards Safer and Better Food; 1998 October 18–20; Karlsruhe, Germany; 1998. - P 302-309.
3. Kudra, T. Thermal processing of bio-materials. In: Topics in chemical engineering / Kudra, T. Strumiłło C, editors // vol. 10. Amsterdam, The Netherlands: Gordon and Breach Science Publishers, 1998.
4. Wang, J. Pham QT, Cleland DJ. Freezing, thawing, and chilling of foods. In: Farid MM, editor. Mathematical modeling of food processing. Boca Raton, FL, USA: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2010. - P 375-98.
5. Потапов, В. А. Кинетика сушки: анализ и управление процессом. Монография / В. А. Потапов // Харьков, ДОД ХДУХТ, 2009. - 250 с.
6. Castro-Giráldez, M. Thermodynamic approach of meat freezing process / M. Castro-Giráldez, N. Balaguer, E. Hinarejos, P.J. Fito // Innovative Food Science & Emerging Technologies. – Jun 2014. – V. – 23. – P. 138-145.
7. Филиппов, В.И. Рациональная точность определения теплофизических характеристик пищевых продуктов в расчётах технологических параметров холодильной обработки / В. И. Филиппов, А. В. Степанов // Научный журнал НИУ ИТМО. – 2015. – №2. – С. 125-132.
8. Chen, C. S. Thermodynamic Analysis of the Freezing and Thawing of Foods: Ice Content and Mollier Diagram. Journal of Food Science 50, 1163-1166 (1985).

УДК 664.6

RESEARCH AND APPLICATION OF TECHNOLOGY OF SHOCK FREEZE DURING THE PROCESS OF MOUSSE CAKEMANUFACTURING

ИССЛЕДОВАНИЕ И ПРИМЕНЕНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ШОКОВОЙ ЗАМОРОЗКИ В ПРОИЗВОДСТВЕ МУССОВОГО ТОРТА

Kasymbek Zh.^a , Doct. Tech. Sc., professor Seytbekova A.K.^b	Қасымбек Ж.^a , док.тех. наук, профессор Сейтбекова А.К.^b
Almaty Economic College Kazakhstan, 050000, Almaty, st. Gogol 124	Алматинский экономический колледж Казахстан 0500000, г.Алматы, ул. Гоголя 124
E-mail: a – Zhaksybay@mail.ru; b – assem.seytbekova@mail.ru	

Annotation

In this article was investigated using of shock freezing in production of confectionery. In the

production of mousse cake, it is important to freeze it for glazing or velour coating. The basis of mousse cake is mousse and fruit based filling. In the process of freezing the key to success lies in stopping the formation of ice crystals. In case of correct freezing of mousse cake, defrosting will not spoil shape and quality of products. Therefore, it is more efficient to choose the equipment of shock freezing than freezers.

Аннотация

В данной работе было исследовано применение шоковой заморозки в производстве кондитерских изделий. В производстве муссового торта важно его замораживание для глазирования или покрытия велюром. Основой муссового торта является мусс и начинка на основе фруктов. При замораживании ключ к успеху лежит в остановке формирования кристаллов льда. При правильной заморозке муссового торта, разморозка не испортит вид и качество изделий. Поэтому эффективнее выбрать оборудование шоковой заморозки, чем морозильные камеры.

Оборудование для глубокой заморозки

Шоковая заморозка—это технология, которая широко используется на предприятиях пищевой промышленности, в кондитерских цехах, на торговых объектах (магазинах, супермаркетах, мясных павильонах), а также в заведениях общественного питания (ресторанах, кафе, столовых). Ее суть состоит в том, что скоропортящаяся продукция помещается в специальный шкаф шоковой заморозки, в котором происходит поэтапное охлаждение. На первом этапе продукты охлаждаются до 0°C, на втором происходит кристаллизация жидких фракций в пищевых изделиях при снижении температуры до -5°C, на третьем продукция домораживается до -18..-20 °C.

Оборудование для шоковой заморозки бывает нескольких видов:

1. Тоннельные камеры с горизонтальной подачей продуктов. Такая техника используется на крупных предприятиях пищевой промышленности, где необходимо замораживать большие количества пищевой продукции (от 250 кг/час и выше). Оборудование автоматизировано, благодаря чему снижаются затраты трудовых ресурсов.

2. Многоэтажные буферные фризеры. Эти холодильные камеры шоковой заморозки целесообразно использовать для термообработки пищевых изделий, которые уже упакованы в пластиковую или картонную тару. Процесс замораживания происходит при движении продуктов. За счет этого техника становится более производительной и может обрабатывать до 12 тонн изделий в час.

3. Флюидизационные устройства. Оптимально подходят для быстрого замораживания сыпучей продукции (мелких грибов, горошка, ягод, овощных смесей и пр.) Обработанные продукты легко поддаются фасовке.

Особенности монтажа камер шоковой заморозки

Процедура монтажа камер шоковой заморозки является достаточно сложной и трудоемкой. Перед началом монтажных работ нужно составить проект, в котором учтены следующие факторы:

- специфика продуктов, которые будут замораживаться в камерах шоковой заморозки;
- вместительность рабочих камер, которая определяется производственными нуждами предприятия: чем больше продукции производится в течение рабочей смены, тем более вместительными должны быть камеры;
- температурные режимы хранения пищевых изделий, требуемый уровень влажности воздуха, качество вентиляции; место, в котором будет устанавливаться морозильное оборудование.

Завершением прекрасного вечера всегда является изысканный свежий десерт. Однако не во всех кофейнях есть кулинарный цех и не всегда можно успеть в кондитерскую, ожидая в скором времени гостей.

Решить такую задачу помогут продукты глубокой заморозки, с каждым днем завоевы-

вающие все большее признание. Замороженные торты и десерты полностью сохраняют свой безупречный вид и вкусовые характеристики, позволяя в любое время подать на стол нежный оригинальный десерт.

Продукты глубокой заморозки обладают рядом преимуществ, среди которых: высокие вкусовые характеристики и отличное качество, длительный срок хранения, возможность держать в морозильной камере запас продукции, что упрощает ежедневное планирование ассортимента, расширение меню без дополнительных затрат на оборудование и персонал.

Производство замороженных десертов основано на применении технологии шоковой заморозки, которая обеспечивает уничтожение болезнетворных бактерий, тем самым, гарантируя безопасность продукта для потребителя.

Срок годности замороженного продукта при температуре ниже -18°C – от 6 до 24 месяцев, размороженного продукта – 5 дней при температуре до $+4^{\circ}\text{C}$. Можно разморозить как весь торт, так и несколько кусочков. Для этого понадобится не более 30 минут для целого изделия и 10 минут для порции. Каждая порция должна иметь одинаковый вес и безупречный внешний вид. В большинстве потребителей предпочитает продукцию без содержания консервантов, гидрогенизированных жиров, искусственных красителей и ароматизаторов. С использованием высококачественных фруктов и ягод.

Увеличение срока хранения производимой продукции - одна из наиболее важных и сложных задач для пищевого производства. Особенно это актуально для предприятий, занимающихся производством кондитерских изделий.

При медленном остывании готового продукта, при температуре от $+65$ до $+10^{\circ}\text{C}$ происходит быстрое размножение микроорганизмов, а при медленной заморозке образуются значительные по размеру кристаллы льда, которые повреждают структуру продукта. Благодаря использованию технологии шокового охлаждения и заморозки кондитерских изделий, значительно сокращается количество микроорганизмов, а вода, присутствующая в продукте при быстрой заморозке (температура в теле продукта опускается до -18°C менее чем за 240 минут), формирует кристаллы меньшего размера.

Оборудование для заморозки продуктов питания с использованием теста (хлебобулочные, кондитерские изделия, пельмени, вареники, пицца), которое позволяет охлаждать и замораживать с деликатными продуктами (муссами, некоторыми видами кремов и др.). Камеры шоковой заморозки имеют множество режимов охлаждения и заморозки, которые можно разделить на два типа:

«Мягкое» (soft) охлаждение и заморозка – режим используется для деликатных продуктов, в том числе и для шоковой заморозки тортов и кондитерских изделий с добавлением фруктов, ягод;

«Жесткое» (hard) охлаждение и заморозка – режим используется для объемных, плотных продуктов.

Шкафы или камеры шоковой заморозки подбираются, исходя из суточного оборота производства, целей, которые преследуются (охлаждение горячего продукта, замораживание или комплекс этих двух процессов);

Важными параметрами при выборе оборудования являются: вес, размер/диаметр изделия, т.к. математически высчитывается количество изделий на одном противне, далее высчитывается полная загрузка за один цикл заморозки;

При организации процесса производства могут преследоваться несколько целей:

- увеличение скорости остывания заготовок, например, коржей (используется режим интенсивного охлаждения);

- увеличение скорости замерзания готовых кондитерских изделий, подготовка к перевозке, хранению (используется режим шоковой заморозки).

Определение цели подразумевает также выбор технологической цепочки, что ведет к сокращению времени охлаждения и заморозке, увеличению скорости подготовки сырья, тестовых заготовок, полуфабрикатов.

Для ускорения технологического процесса потребуется не менее трех комплектов

кондитерских шпилек – тележек, противней: первая партия закладывается в шкаф шоковой заморозки, вторая партия подготавливается и выкладывается на второй комплект противней. Далее первая партия переносится в камеру хранения, вторая партия загружается в шкаф шоковой заморозки, третья выкладывается на противни, подготавливается к заморозке.

Перевозка замороженных тортов на дальние расстояния возможна только в рефрижераторах с температурой внутри объема -18°C .

Для удобства транспортировки производители замороженных тортов и пирожных используют специальную форму из пенопласта, которая помещается в коробку из плотного картона.

Размораживание тортов на месте рекомендуется в среднетемпературной камере не быстрее чем за 5 часов. Практика показала, что сиропы, которыми пропитывают коржи, после размораживания не конденсируются.

Ни в коем случае нельзя размораживать торты при комнатной температуре!

При соблюдении всех правил заморозки торты могут храниться не менее 1,5 месяцев.

Подробнее о прослойках: Не рекомендуется замораживать взбитые белки, растительные сливки.

Чувствительное регулирование контроля оборудования гарантирует мягкое замораживание тонких компонентов кондитерских изделий, не высушив их и сохраняя их оригинальный аромат и вкус.

Для повышения скорости протекания процесса кроме мощных теплообменников в состав шокофризеров (так называются агрегаты шоковой заморозки) входят специальные вентиляторы, увеличивающие теплообмен продукта с воздухом. Еще один способ интенсификации заморозки заключается в контакте со специальными металлическими элементами: они могут быть выполнены в виде валков или пластин, производящих мягкую опрессовку частей разделанных туш или фрагментов, предварительно заключенных в специальную упаковку.

Глубокая заморозка продуктов, оборудование для которой насчитывает сотни моделей десятков брендов, по сочетанию систем загрузки и теплообмена делится на:

1. Камеры (шкафы) шоковой заморозки. Используются на предприятиях пищевой промышленности, торговли, общественного питания для быстрого охлаждения или заморозки готовой кондитерской продукции и полуфабрикатов;

2. Конвейерные аппараты для заморозки. Как правило, предназначены для подготовки к длительному хранению фрагментов толщиной до 25 мм с габаритами около 100 x 100 мм. На таком оборудовании производится, к примеру, обработка разделанной курятины;

3. Люлечные камеры. В них проводится шоковая заморозка полуфабрикатов большинства типов: котлет, биточков, сосисок, готовых вторых блюд. Продукция поступает в аппарат, как правило, в вакуумной упаковке, с весом комплектации не более 1 кг;

4. Флюидизационные камеры. Подходят для мелкофрагментных продуктов независимо от их типа. Это могут быть фрукты, ягоды, мелкая рыба и т.п. Достигается рекордно быстрый воздушный теплообмен;

5. Спиральные аппараты для заморозки. Предназначены для экстремальной заморозки порционных мясных и овощных блюд.

Особенности заморозки продуктов

Качество шоковой заморозки – это скорость. В принципе, любой продукт можно заморозить в любой комплектации и фасовке. Но насколько это будет экономически целесообразно? Главный принцип обработки кондитерских изделий в камерах шоковой заморозки – это оптимизация теплообмена за счет всех составляющих процесса: температуры охлаждающей среды, скорости потока этой среды, скорости прохождения продукта через камеру, и, наконец размеров фасовки. Именно этот последний элемент является предметом главной предварительной подготовки – кондитерских изделий.

Выводы

Шоковая заморозка в современном пищевом бизнесе становится стандартом цивилизованного ведения дела. Без нее производство обречено на выживание за счет снижения

норм прибыли. В настоящий момент на территории постсоветских стран происходит несколько запоздавшая технологическая революция, связанная с заменой оборудования на хладокомбинатах, предлагающих централизованные услуги и линиях, расположенных у непосредственных производителей. У каждого участника пока еще есть возможность сохранить и увеличить долю своей продукции на рынке, разумно подойдя к оптимизации бизнеса с помощью шоковой заморозки. Применение шоковой заморозки кондитерских изделий снижает расходы и увеличивает доходы предприятия.

Список литературы

1. Драгилев, А. И. Технологическое оборудование: хлебопекарное, макаронное и кондитерское / А. И. Драгилев, В. М. Хромеенков, М. Е. Чернов. – М.: Академия, 2006. – 432 с.
2. Касымбек, Ж. Н. Технологическое оборудование хлебопекарных предприятиях. Учебная литература / Ж. Н. Касымбек, Н. Ф. Ветров Астана 2010- 312с.
3. Федькина, М. Оборудование предприятий хлебопекарного, макаронного и кондитерского производства: Учебное пособие. – Астана: Фолиант, 2010. – 560с.
4. Комплекс-Холод: торговое холодильное оборудование [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.complex-holod.ru/stranici/intensivnoe-ohlazhdenie-i-shokovaya-zamorozka-v-sovremennom-proizvodstve.html>
5. Центр технологий Федора Сакирянского [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://foodrussia.net/shop/>
6. Яблоненко, Л. А. Влияние различных температурных режимов на продолжительность процесса замораживания и качество мясного сырья // Л. А. Яблоненко, В. В. Жильцова // Фундаментальные исследования. – 2007. – № 2. – С. 35-36. – URL: <http://www.fundamental-research.ru/ru/article/view?id=2366>.

УДК 621.577.44

SUBSTANTIATION OF USING VAPOR HEAT PUMP UNIT IN THE NORTHERN REGIONS OF RUSSIAN FEDERATION

ОБОСНОВАНИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПАРОКОМПРЕССОРНЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ В ОТДАЛЁННЫХ СЕВЕРНЫХ РЕГИОНАХ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Tatarenko Yu.V.^a , Cand. Tech. Sc., associate professor Rachkovskiy N.O.^b	Татаренко Ю.В.^a , канд. тех. наук, доцент Рачковский Н.О.^b
ITMO University, Russia, 197101, St. Petersburg, pr. Kronverkskiy, 49	Университет ИТМО, Россия, 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., д. 49
E-mail: a – lavrtat@mail.ru ; b – rachkovskiy.nikita@mail.ru	

Abstract

In recent decades, in Western Europe, as well as in the USA and other developed countries, heat pumps are used for heating and hot water supply for domestic and commercial needs. The traditional method of obtaining heat, based on the burning of non-renewable energy sources such as oil, gas, coal, shale, as well as its derivatives, is becoming less and less common. Getting the heat in the traditional

way involves a number of difficulties: high costs associated with mining and transportation. Do not forget about the geopolitical difficulties leading to disruptions or termination of resource exports.

Аннотация

В последние десятилетия в странах западной Европы, а также в США и других развитых странах, для целей отопления и получения горячего водоснабжения для бытовых и коммерческих нужд используются тепловые насосы (ТН). Традиционный способ получения теплоты, основанный на сжигании невозобновляемых источников энергии таких как нефть, газ, каменный уголь, сланец, а также его производные – применяются всё реже. Получение теплоты традиционным способом сопряжено рядом трудностей: высокие издержки, связанные добычей и транспортировкой. Не стоит забывать и о геополитических трудностях, приводящих к сбоям или прекращению экспорта ресурсов.

В последние десятилетия в странах западной Европы, а также в США и других развитых странах, для целей отопления и получения горячего водоснабжения для бытовых и коммерческих нужд используются тепловые насосы (ТН). Традиционный способ получения теплоты, основанный на сжигании невозобновляемых источников энергии таких как нефть, газ, каменный уголь, сланец, а также его производные – применяются всё реже [1 – 4]. Получение теплоты традиционным способом сопряжено рядом трудностей: высокие издержки, связанные добычей и транспортировкой. Не стоит забывать и о геополитических трудностях, приводящих к сбоям или прекращению экспорта ресурсов.

Для работы ТН необходимы источник низкопотенциальной теплоты (ИНТ) и электрическая энергия, расходуемая на работу компрессора. ИНТ для ТН может являться низкопотенциальная теплота, как естественного происхождения (теплоты грунта, водоёмов, солнечная радиация и т.д.), так и антропогенного (выбросной воздух систем вентиляции, канализационные воды, побочная теплота технологического процесса). Электроэнергия, необходимая для работы компрессора ТН, может выработана как на традиционной электрической станции (ГЭС, АЭС, ТЭС), так и альтернативным способом. Иными словами, применение ТН позволяет повысить энергетическую безопасность как отдельно взятого поселения, так и региона (страны) в целом.

Эффективность работы установки ТН зависит от многих параметров. Наибольшее влияние оказывают имеющиеся эксплуатационные параметры ИНТ, значение необходимой температуры на тёплой стороне ТН, а также рабочее вещество контура компрессора ТН. Отметим, что в 2008 году Европейским парламентом была ратифицирована «Директива по использованию возобновляемых источников энергии», целью которой является повышение применения возобновляемых источников энергии в Европейском союзе. В директиве указано минимальное рекомендованное значение отопительного коэффициента, составляет 2,875 (безразмерная величина) [5–6]. В странах ЕС энергетическая эффективность рассматривается в качестве национального приоритета, как один из способов повышения энергетической безопасности союза.

В Российской Федерации ТН практически не применяются по причине низкой стоимости углеводородного сырья, а также в связи с отсутствием отечественной материально-технической базы для создания таких систем.

В Российской Федерации широкомасштабное применение ТН может быть организовано в отдалённых северных регионах. Это обстоятельство продиктовано высокими капитальными затратами на строительство газовых и нефтяных трубопроводов или на строительство железнодорожного пути. Обоснование использования ТН в отдалённых северных регионах Российской Федерации будет произведено на примере г. Архангельск.

На рисунке 1 представлено изменение температуры наружного воздуха по месяцам. Данные приняты в соответствии с [7].

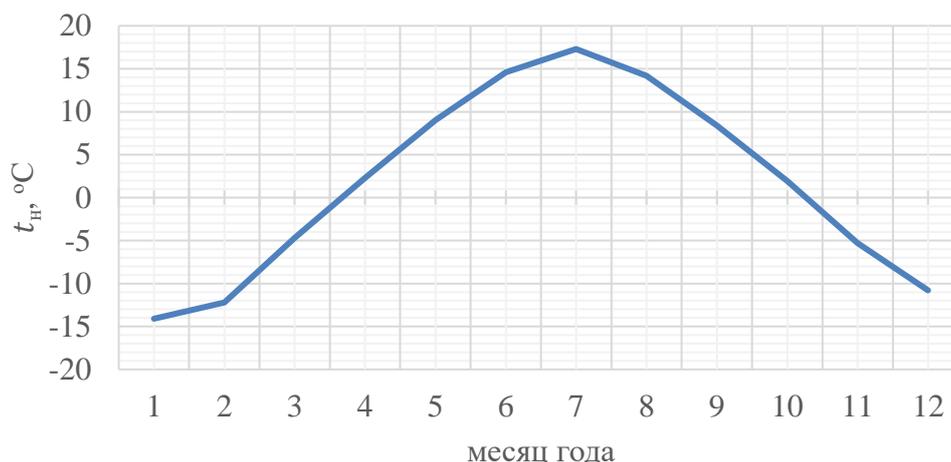


Рисунок 1 – Зависимость изменения температуры наружного воздуха по месяцам

Из рисунка 1 видно, что в рассматриваемом городе отрицательные значения температуры держатся более 6 месяцев в году, среднегодовая температура не превышает 2 °С, а среднегодовой ход температуры составляет примерно 30°С. Приведённые значения температуры говорят о повышенных потребностях региона в отопительных мощностях.

Для сравнения стоимости отопления помещения примем следующие исходные данные:

- обслуживаемый объект – объект индивидуального жилищного строительства;
- требуемая величина компенсации тепловых потерь составляет 5 кВт;
- рассматриваемые системы отопления: электрическими нагревателями, ТН;

Для получения величины потребляемой электрической энергии был проведён расчёт количества потребляемой электрической мощности компрессором ТН на рабочем веществе R410А в зависимости от температуры ИНТ $t_{\text{инт}}$. Данные представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Потребляемая электрическая мощность ТН в зависимости от температуры ИНТ

$t_{\text{инт}}$, °С	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
W,	1,61	1,58	1,55	1,53	1,50	1,47	1,44	1,42	1,39	1,36	1,33	1,31	1,28
кВт	5	7	9	2	4	6	8	1	3	5	7	0	2

Для дальнейших расчётов будет использована величина 1,615 кВт.

Продолжительность отопительного периода и расчётная наружная температура воздуха в холодный период года представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Расчётные параметры для системы отопления

Город	Продолжительность отопительного периода при температуре менее 10°С	Наружная расчётная температура t_n , °С
Архангельск	271	-33

Цена электрической энергии в Архангельской области составляет 3,68 руб. за 1 кВт×ч.

Расчёт возможных затрат на отопление объекта будет рассчитан по формуле:

$$C = N \cdot n \cdot Q_{\text{эл}} \cdot c,$$

где N – количество дней отопительного периода;

n – количество часов;

$Q_{\text{эл}}$ – количество потребляемой электрической мощности,

c – цена 1 кВт×ч электрической энергии.

Для ТН затраты на электрическую энергию «С» составят 38655 руб. Для электрического нагревателя затраты на электрическую энергию «С» составят 119674 руб. Значения

затрат рассчитаны, исходя из наихудших условий: при расчётной температуре наружного воздуха -33°C.

Расчётные эксплуатационные затраты при использовании электрического нагревателя превышают расчётные эксплуатационные затраты при использовании ТН в 3,1 раза или на 81019 руб. Срок службы теплового насоса составляет не менее 15 лет (по данным производителей). Экономия средств составит за 15 лет: 1215285 руб. Цена теплового насоса на указанную тепловую мощность составляет около 500000 руб. в зависимости от производителя в ценах 2019 года. Расчётный период окупаемости капитальных затрат составляет 6,2 года, а действительный период окупаемости капитальных затрат будет более длительным по причине более благоприятных климатических условий.

Применение ТН в России, несмотря на относительно невысокую стоимость энергетических ресурсов и высокий уровень затрат (капитальных вложений) на оборудование и его монтаж, а также пуско-наладочные работы, является целесообразным, учитывая ежегодное повышение цен на энергетические ресурсы естественными монополистами.

Список литературы

1. Ruud, Svein. Is It Possible to Build Near Zero Energy Single Family Buildings in Very Cold Arctic Climate?// Sustainable Buildings in Cold Climates. – 2019. – №1. – P. 123-134. – DOI: 10.1007/978-3-030-00662-4_11.

2. Sager, J. Detailed Performance Assessment of Variable Capacity Inverter-Driven Cold Climate Air Source Heat Pumps / Jeremy Sager, Tom Mackintosh, Guillaume St-Onge, Eric Mcdonald, Martin Kegel// Sustainable Buildings in Cold Climates. – 2019/ – №1. – P. 441-451. – DOI:10.1007/978-3-030-00662-4_37.

3. Zurmuhl, D. P. Hybrid Geothermal Heat Pumps for Cooling Telecommunications Data Centers / David P. Zurmuhl, MaciejZ. Lukawski, Gloria A.Aguirre, William R. Law, George P. Schnaars, Koenraad F. Beckers, LindsayAnderson,Jefferson W. Tester, // Conference: 43rd Workshop on Geothermal Reservoir Engineering. – Stanford:Stanford University. – 2018.

4. Bellos, E. Investigation of the Environmentally-Friendly Refrigerant R152a for Air Conditioning Purposes // Applied Sciences. – № 9 (119). –DOI: 10.3390/app9010119.

5. Монреальский протокол по веществам, разрушающим озоновый слой.

6. Кигалийская поправка к Монреальскому протоколу по веществам, разрушающим озоновый слой.

7. СП 131.13330.2012 Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99*.

УДК 697.94

THE ICF VALVE STATIONS WITH DEFROST MODULE

КЛАПАНЫЕ СТАНЦИИ ICF С ПОПЛАВКОВЫМ МОДУЛЕМ ОТТАЙКИ

Sukhov E.V. , Cand. Tech. Sc. Sotnichenko M.V. ^a	Сухов Е.В. , канд. тех. наук Сотниченко М.В. ^a
LLC «Danfoss» Russia, Istra Aria, Leshkovo 217	ООО «Данфосс» Россия, Московская обл., Истринский район, дер. Лешково, д. 217
E-mail: Sotnichenko@danfoss.com	

Abstract

The ICFD Defrost Module is a compact liquid-based drain module packaged into our widely

acknowledged ICF Valve Station. It is a formula that unites the well-known benefits of the Danfoss ICF technology with the most efficient defrost method known into one state-of-the-art defrost solution for industrial refrigeration applications

Аннотация

Модуль оттайки ICFD – это компактный дренажный модуль, реализованный на базе нашей широко известной клапанной станции ICF. Это формула, которая объединяет известные преимущества технологии Danfoss ICF с наиболее эффективным из известных способов оттайки горячим газом.

Многолетняя практика инжиниринговых компаний по использованию многофункциональных клапанных станций ICF Flexline™ производства Danfoss подтверждает упрощение инсталляционных и эксплуатационных работ в промышленных системах холодоснабжения не только за рубежом, но и в странах Таможенного Союза. Начиная с 2006 г. комбинированные станции ICF находят все большее применение на объектах различной сложности, занимая ключевое значение в стандартных решениях передовых контрактинговых компаний.

Международная группа Danfoss продолжает инвестировать в развитие инновационной клапанной платформы Danfoss Flexline™ и в 2017 г. вывела эволюционный продукт для систем промышленного холода – поплавковый модуль оттайки ICFD 20 в составе станций ICF Flexline™ (рисунок 1). Слоган новой разработки – «Эффективность достигается простотой».

Поплавковый модуль оттайки типа ICFD 20 представляет собой поплавковый регулятор, реализованный на базе модульной концепции ICF 15-20, и предназначен для регулирования оттаивания испарителей горячими парами в холодильных системах с насосной подачей хладагента (рисунок 2). Станции ICF с новым модулем ICFD 20 совместимы со всеми общепринятыми хладагентами, включая R717 (аммиак), имеют максимальное рабочее давление 28 бар изб. и диапазон рабочих температур от минус 50°C до +50°C. Модуль ICFD, как и другие компоненты ICF, имеет внешнее цинковое покрытие с толстостенной пассивацией хромом для антикоррозионной защиты во время транспортировки и хранения. Благодаря адаптированной конструкции клапанные станции с ICFD 20 могут применяться в аммиачных испарителях холодопроизводительностью до 200 кВт.



Рисунок 1 – Станция ICF 15 с модулем ICFD 20

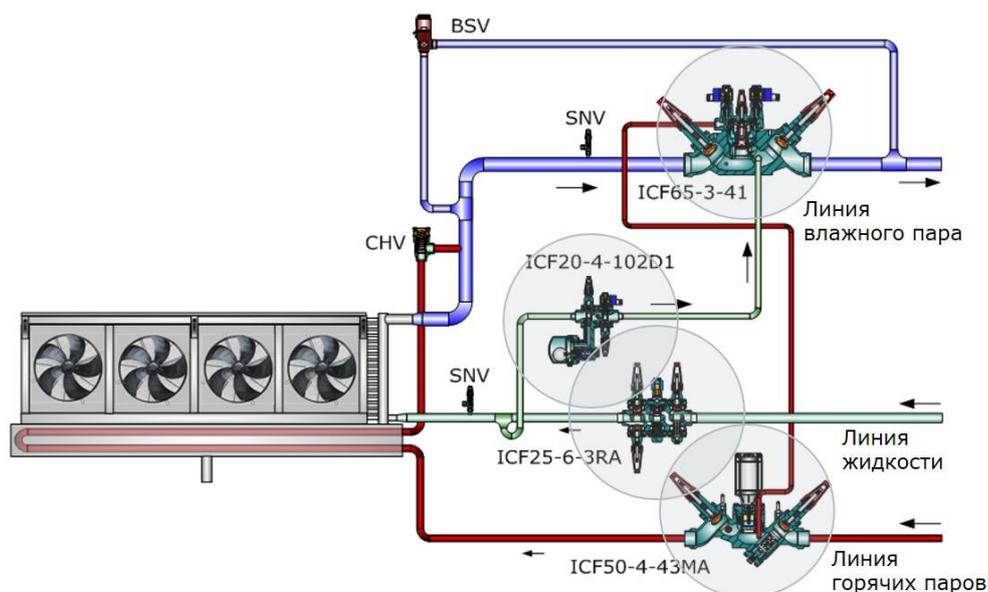


Рисунок 2 – Применение станции ICF 15 с модулем ICFD 20 в системе с насосной подачей и оттаиванием испарителя горячими парами

Принцип действия нового компонента (рисунок 3) основан на работе традиционного поплавкового регулятора, пропорционально изменяющего степень открытия дроссельного узла в зависимости от уровня жидкого конденсата в поплавковой камере. Простой механизм с саморегулированием пары «поплавок – дроссель» обеспечивает автоматическую подстройку производительности регулятора к реальным рабочим условиям.

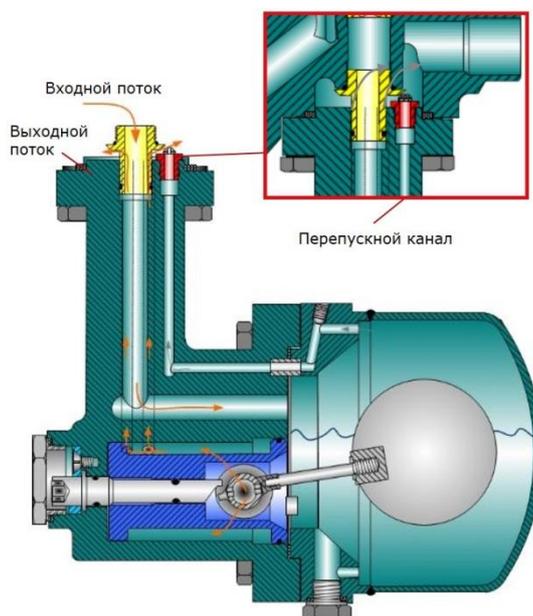


Рисунок 3 – Устройство поплавкового модуля ICFD 20

Стоит отметить, что способ регулирования оттаивания испарителей по уровню конденсата с помощью поплавковых регуляторов не является новым для отрасли. Долгое время эта технология не получала широкого распространения из-за отсутствия достоверных методик расчета и подходящих по производительности конструкций поплавковых регуляторов. К основным преимуществам поплавковых регуляторов перед традиционными регуляторами давления оттайки (например, клапаны ICS с пилотом CVP) относят:

- Отвод преимущественно жидкого конденсата вместо парожидкостной смеси хладагента, что особенно актуально в завершающий этап оттаивания (рисунок 4);
- Меньшее значение степени сухости (паросодержания) хладагента на выходе из оттаиваемого испарителя и наиболее полное использование потенциала скрытой теплоты конденсации. Сокращение длительности и расхода горячих паров в процессе оттаивания, снижение нагрузки на компрессорную группу и меньшее энергопотребление холодильной установки в целом;
- Меньшее среднее избыточное давление оттайки, повышение безопасности системы и снижение средней величины дроссельных потерь.

Несмотря на простоту устройства и принципа действия, важно следовать некоторым рекомендациям по установке и проектированию поплавковых регуляторов оттайки. На практике большинство холодильных применений требует расположения запорно-регулирующей арматуры до 5м выше уровня расположения приборов охлаждения, например, за пределами холодильных камер. Это ограничение требует эффективной организации подъема конденсата к поплавковому регулятору во избежание обильного подтопления теплообменной поверхности испарителя и, как следствие, увеличения длительности оттаивания.



Рисунок 4 – Представление регулирования оттаивания горячими парами на энтальпийных диаграммах

С целью исключения застойных газовых зон в дренажном трубопроводе и интенсификации подъема жидкого конденсата при оттайке в конструкции ICFD предусмотрен небольшой перепускной канал (пропускная способность менее 7% основного дроссельного узла) для поддержания постоянного перепада давления на регуляторе. Кроме этого, особое внимание стоит уделить организации самой системы трубопроводов: подвод горячих паров следует всегда выполнять через верхний трубопровод, а отвод конденсата – через нижний (рисунок 2). Для эффективного сбора конденсата и создания гидравлического затвора для несконденсировавшихся паров хладагента в линии дренажа после испарителя предусматривают U-образную жидкостную ловушку (рисунок 2). Также стоит понимать, что конструкция испарителя, расстояние между испарителем и поплавковым регулятором в виде гидравлического столба конденсата непосредственно влияют на перепад давления и производительность регулятора. Для быстрого побора станций ICF с модулем ICFD компания предлагается использовать программный комплекс Coolselector2.

Модули ICFD не имеют встроенных предохранительных устройств, поэтому во всех схемах испарительных узлов следует предусматривать отдельные предохранительные клапаны (например, типа BSV или SFA), а на главном коллекторе подачи горячих паров в испарительную систему – устанавливать редукторы давления (например, клапан ICS с пилотом SVC) для снижения избыточного давления при оттаивании. Более подробная информация по проектированию нового продукта представлена в русскоязычном руководстве по применению клапанных станций ICF с дренажным модулем ICFD.

Все конфигурации клапанных станций ICF с поплавковым модулем требуют горизонтального расположения с установкой ICFD в одном из трех возможных положений, что повышает гибкость компонента инсталляции и эксплуатации. При установке новый модуль не требует отдельных преднастроек и регулировки, свойственных регуляторам давления. Давление испытания холодильных систем с ICFD 20 не должно превышать 28 бар изб., однако при временном извлечении поплавка из поплавковой камеры допускается повышать давление испытаний до 52 бар изб.

Для предотвращения повреждений при транспортировке поплавков удерживается в поплавковой камере ICFD 20 специальным транспортным фиксатором. После инсталляции компонента в системе этот фиксатор заменяется заглушкой, которая будет полезна при сервисном обслуживании. Для удобства проведения пусконаладочных работ в конструкции ICFD предусмотрен механизм ручного открытия основного дроссельного узла. Более подробная информация по монтажу ICFD представлена в русскоязычной инструкции на клапанные станции ICF.

Проведенные в Датском технологическом институте (DTU), специализирующемся на передовых холодильных разработках, практические исследования эффективности применения регуляторов ICFD в схемах с оттаиванием испарителей горячими парами показывают уменьшение количества перепускаемого в процессе оттаивания газа до 90% в сравнении с классическими регуляторами давления. Комплекс лабораторных и полевых испытаний на действующих аммиачных холодильных установках также подтвердил актуальность разработки Danfoss для повышения эффективности промышленных холодильных систем.

Поставки клапанных станций ICF с новым поплавковым модулем ICFD открыты на рынках Таможенного союза с 2017 г. В ближайшее время к заказу будут также доступны специальные модули ICFD с повышенным рабочим давлением для применения в углекислотных холодильных установках.

ANALYSIS OF HEAT PUMP WORK IN THE HEATING PERIOD

АНАЛИЗ РАБОТЫ ТЕПЛООВОГО НАСОСА В ОТОПИТЕЛЬНЫЙ ПЕРИОД

<p style="text-align: center;">Toimbaev A.B.^{1a} Yermolenko M.V.^{2b}, Cand.Tech.Sc Elistratov S. L.^{2c}, Doct. ofTech. Sc., Ass. prof.</p>	<p style="text-align: center;">Тоимбаев А.Б.^{1а}, Ермоленко М.В.^{2б}, канд.тех.наук Елистратов С. Л.^{2с} д.т.н. доцент</p>
<p>1 – Shakarim State University of Semey, Kazakhstan, 071411, Semey, GlinkiStreet, 20a, 2 – Novosibirsk state technical University, Novosibirsk, Russian Federation</p>	<p>1 – Государственный университет имени Шакарима г. Семей, Республика Казахстан, 071411, Семей, улица Глинки, 20а 2 – Новосибирский Государственный технический университет г. Новосибирск</p>
<p style="text-align: center;">E-mail: almas210790@mail.ru,tehfiz@mail.ru, elistratov@corp.nstu.ru.</p>	

Abstract

In this work, the calculation of three freons for heating a cottage with a square of 100 m², at the main indicative ambient temperatures, is carried out. As a result, the calculation was carried out, tables and graphs were built, and conclusions were drawn on the effectiveness of the choice of freon.

Аннотация

В данной работе проведен расчет трех фреонов для отопления коттеджа площадью 100 м², при основных показательных температурах окружающей среды. В результате чего был проведен расчет, построены таблицы и графики, а также сделаны выводы по эффективности выбора фреона.

В мире в последние годы актуальность альтернативных источников энергии сильно возросла в результате ухудшающейся экологии и уменьшения запаса полезных ископаемых.

Для внедрения в Казахстане альтернативных источников энергии были разработаны программы, которые предполагают плавный переход доли энергетики на долю ВЭИ. К 2030 году доля ВЭИ составит 30%, а к 2050 году 42%[1].

Одним из возможных способов для экономии энергии и защиты окружающей среды при отоплении помещений является использование теплового насоса (ТН).

Цель работы: Исследование влияния температуры окружающей среды на показатели работы компрессора теплового насоса для различных рабочих тел в режиме отопления.

Расчеты проводились для коттеджа площадью 100 м² для климатических условий Восточно-Казахстанской области [2]. Источником низкопотенциального тепла выбрана грунтовая вода с параметрами T_{s1}=+10°C и T_{s2}= +2°C. Для теплоносителя системы отопления параметры T_{w1} и T_{w2} зависят от температуры окружающей среды (таблица 1) [3]. Конечные разности температур на выходе из теплообменных аппаратов принимаем соответственно: $\Delta T_{II} = T_{s2} - T_0 = 3K$; $\Delta T_K = T_K - T_{w2} = 5 K$. Коэффициент вредного пространства компрессора $c = 0,03$ и электромеханический КПД компрессора $\eta_{эл./м} = 0,95$ приняты для полугерметичного поршневого компрессора. В качестве рабочих тел была выбрана группа озонобезопасных фреонов, удовлетворяющих международным требованиям по защите окружающей среды R134a, R134a/R32 (в соотношении 50/50) и R407C[4].

Таблица 1 – Температура теплоносителя на отопление в зависимости от температуры окружающей среды

$T_{окр.ср.}, ^\circ C$	-39	-25	-8,7	0	8
$T_{w2}, ^\circ C$	70	63	53	47	40
$T_{w1}, ^\circ C$	50	47	41	38	34

Тепловую нагрузку для отопления коттеджа (табл. 3) определяли согласно формуле 1 [5].

$$Q_{отmax} = q_0 * A * (1 + k_1) \quad (1)$$

где, q_0 - укрупненный показатель максимального теплового потока на отопление жилых зданий на 1 м²общей площади, Вт [6];

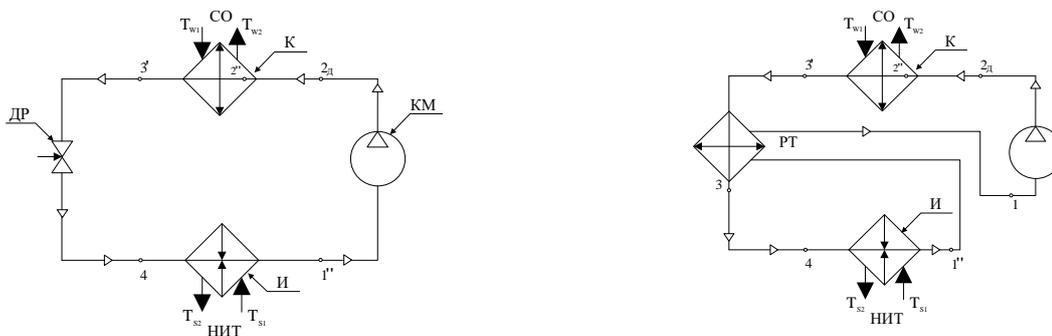
A - общая площадь здания м²;

k_1 - коэффициент, учитывающий тепловой поток на отопление здания.

Таблица 2 – Зависимость теплового потока от температуры окружающей среды.

$T_{окр.ср.}, ^\circ C$	-39	-25	-8,7	0	8
$q_0, Вт$	182	173	151	139	116
$Q_{отmax}, Вт$	22750	21625	18875	17375	14500

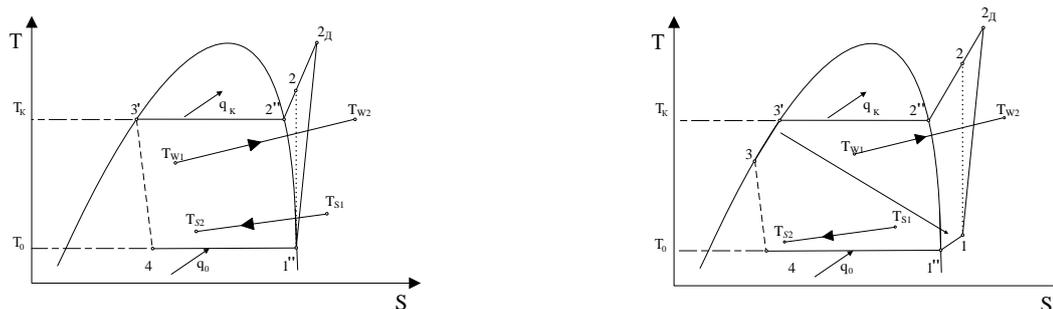
В работе рассмотрен ТН, работающий на отопление (рисунок 1,2).



а) без регенеративного теплообменника

б) с регенеративным теплообменником

Рисунок 1 – Принципиальная схема теплового насоса



а) без регенеративного теплообменника

б) с регенеративным теплообменником

Рисунок 2 – Термодинамический цикл теплового насоса одноступенчатого сжатия

Анализ работы компрессионного теплового насоса проводили согласно методики, изложенной в работе [7]. Для определения объемной теоретической производительности компрессора и массового расхода холодильного агента в зависимости от температуры окружающей среды было принято $Q_k = Q_{отmax}$. Расчет цикла ТН без регенеративного теплообменника проводился для разных температур окружающей среды, а расчет цикла с регенеративным теплообменником – при температуре окружающей среды $-39^\circ C$ с разными температурными коэффициентами регенеративного тепла в регенеративном теплообменнике. Параметры узловых точек рассчитаны по базеданным программы REFPROP Version 8.0. Результаты расчета представлены в таблицах 4, 5.

Таблица 3 – Расчетные данные цикла работа ТН без регенеративного теплообменника

	Температура наружного воздуха, °С														
	-39			-25			-8,7			0			8		
	R134a	R134a/R 32	R407C	R134a	R134a/R 32	R407C	R134a	R134a/R 32	R407C	R134a	R134a/R 32	R407C	R134a	R134a/R 32	R407C
P_k , МПа	2,36	3,96	3,5	2,023	3,39	3	1,61	2,69	2,38	1,373	2,31	2,065	1,159	1,96	2,046
P_0 , МПа	0,28	0,56	0,478	0,28	0,568	0,485	0,282	0,577	0,498	0,282	0,582	0,51	0,282	0,587	0,505
T_{w2} , °С	70			63			53			46,7			40		
$T_K = T_2$, К	348			341			331			324,7			318		
$T_0 = T_4$, К	272			272			272			272			272		
l_d , кДж/кг	57,5	81,3	63,6	52,4	72,29	57,1	45,2	60,63	47,8	40	52,24	41,31	35,2	44,33	35,14
q_k , кДж/кг	140,5	208,1	146,6	148	217,3	159,2	157,5	227,6	173,3	162,6	231,9	180,26	168	236,8	185,9
q_n , кДж/кг	83	126,7	82,97	95,6	145,1	102,1	112,3	167	125,5	122,6	179,7	138,95	132,8	192,5	150,8
V_0 (м3/с)	0,0193	0,01	0,0126	0,0159	0,0085	0,01	0,012	0,0067	0,0076	0,0105	0,0058	0,0065	0,008	0,0045	0,0050
V (м3/с)	0,0113	0,006	0,0078	0,0100	0,0056	0,0066	0,008	0,0048	0,0054	0,0075	0,0043	0,0048	0,006	0,0036	0,0039
$G_{пр}$ (кг/с)	0,1619	0,109	0,155	0,1430	0,097	0,133	0,12	0,0829	0,1089	0,107	0,0749	0,0964	0,086	0,061	0,078
Q_n (кВт)	13,44	13,86	12,88	13,67	14,12	13,57	13,46	13,85	13,67	13,10	13,46	13,39	11,46	11,79	11,76
Q_k (кВт)	22,75	22,75	22,75	21,16	21,16	21,16	18,88	18,88	18,87	17,38	17,38	17,38	14,50	14,50	14,50
$N_{пр}$ (кВт)	9,801	9,362	10,39	7,887	7,409	7,99	5,70	5,29	5,48	4,499	4,12	4,19	3,198	2,858	2,89
φ	2,32	2,43	2,19	2,68	2,86	2,65	3,31	3,57	3,445	3,86	4,22	4,15	4,53	5,07	5,02

Таблица 4 – Расчетные данные цикла работа ТН с регенеративным теплообменником

	Температурный коэффициент регенеративного тепла в регенеративном теплообменнике θ								
	0,1			0,2			0,5		
	R134a	R134a/ R32	R407C	R134a	R134a/ R32	R407C	R134a	R134a/ R32	R407C
T_2 , °C	11,87	17,65	17,7	24,75	31,2	30,6	62,5	72,5	69,3
l_d , кДж/кг	49,07	66,1	49,7	52,32	70,9	53	61,2	83,9	66,2
q_k , кДж/кг	145	207,2	154,2	160	225,3	169,7	203,2	278,3	219
q_n , кДж/кг	96	141,1	104,6	107,7	154,4	116,7	142	194,4	152,9
V_0 (м ³ /с)	0,019	0,010	0,012	0,017	0,009	0,011	0,013	0,008	0,008
V (м ³ /с)	0,011	0,006	0,007	0,010	0,006	0,007	0,008	0,005	0,005
$G_{рт}$ (кг/с)	0,157	0,110	0,148	0,142	0,101	0,134	0,112	0,082	0,104
Q_n (кВт)	15,06	15,49	15,43	15,31	15,59	15,65	15,9	15,89	15,88
Q_k (кВт)	22,75	22,75	22,75	22,75	22,75	22,75	22,75	22,75	22,75
$N_{пр}$ (кВт)	8,104	7,640	7,718	7,831	7,536	7,479	7,212	7,219	7,239
ϕ	2,81	2,86	2,65	2,91	3,57	3,445	3,15	4,22	4,15

На основе полученных данных были построены графики зависимостей (рисунки 3, 4, 5).

Из графика (рисунок 3) видно, что с понижением температуры окружающей среды увеличивается объемная теоретическая производительность компрессора, что в свою очередь влияет на потребление электрической энергии тепловым насосом.

Анализ графика (рисунок 4) показал, что с понижением температуры окружающей среды уменьшается коэффициент преобразования увеличивается электрическая мощность электродвигателя. Пересечение линий зависимостей коэффициента преобразования и электрической мощности электропривода для одноименных холодильных агентов соответствует оптимальному значению температуры окружающей среды, при которой целесообразно применение данного хладагента для работы ТН в режиме отопления.

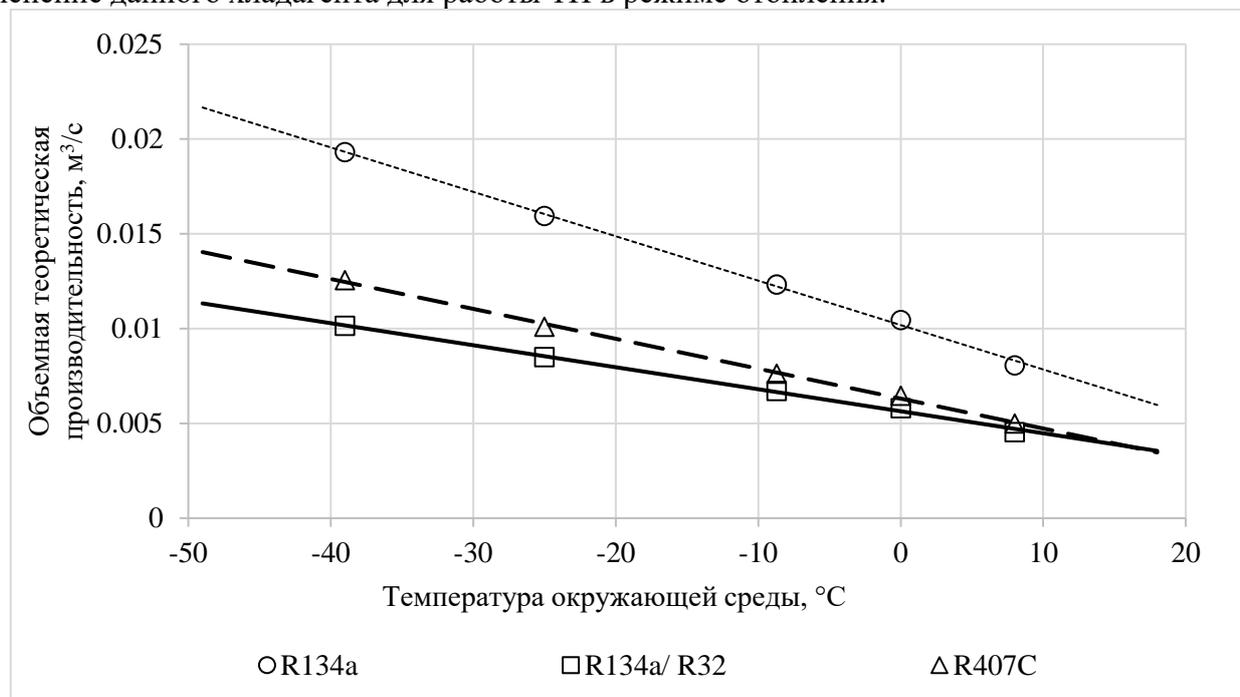


Рисунок 3 – Зависимость объёмной производительности компрессора от температуры окружающей среды для теплового насоса без регенеративного теплообменника

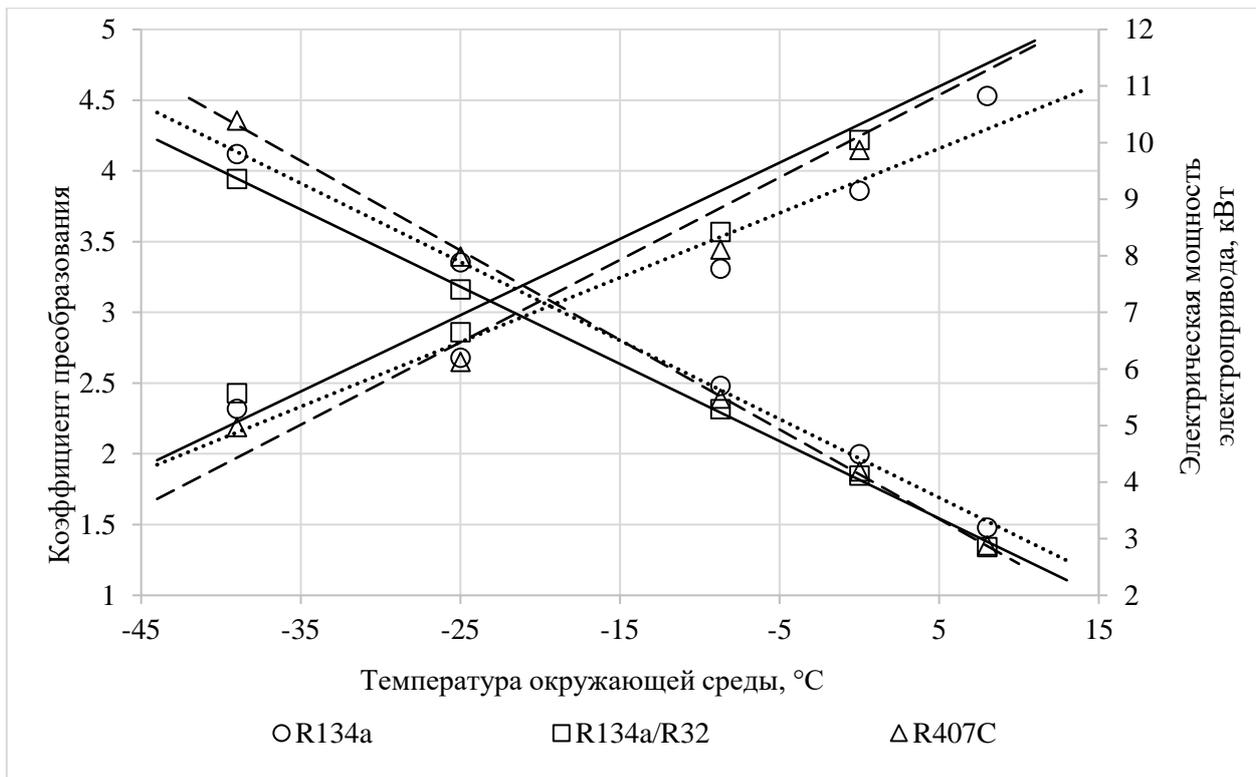


Рисунок 4 – Изменение коэффициента преобразования и электрической мощности электропривода от температуры окружающей среды для ТН без регенеративного теплообменника

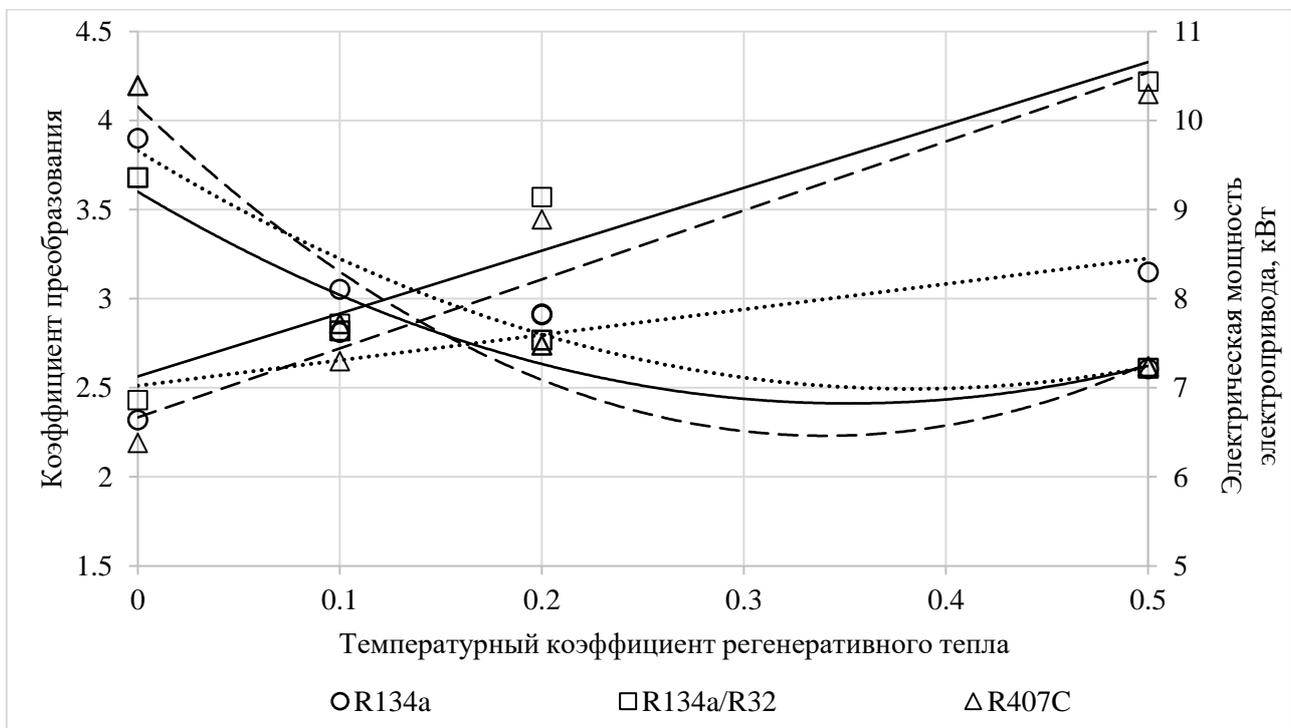


Рисунок 5 – Изменение коэффициента преобразования и электрической мощности электропривода от температурного коэффициента регенеративного тепла для ТН с регенеративным теплообменником

Анализ графика (рисунок 5) показал, что с увеличением температурного коэффициента регенеративного тепла происходит уменьшение электрической мощности электропривода и увеличение коэффициента преобразования. Пересечение линий исследуемых зависимостей одноименных хладагентов находится в области оптимальных значений температурного коэффициента регенерации тепла $\theta = (0,1 \div 0,2)$, что свидетельствует о целесообразности использования теплообменников в циклах ТН.

В результате проведенных исследований было установлено, что в циклах ТН смесь двухкомпонентного хладагента R134a/R32 использовать более выгодно, чем R134a. Неазеатропная смесь R407C занимает промежуточное положение ближе к двухкомпонентному хладагенту. Применение R407C в циклах тепловых насосов целесообразно ещё и потому, что он является ретрофитом для хладагента R22.

Список литературы

1. Новостной портал: <https://24.kz/ru/news/social/item/183060-k-2050-godu-v-kazakhstan>
2. СНиП РК СП РК 2.04-01-2017. Строительная климатология.
3. Клименко, А.В. Теоретические основы теплотехники/ А.В.Клименко, В.М.Зорина.– М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 528 с.
4. Калнинь, И.М. Проблема выбора рабочего вещества для применения в высокотемпературных тепловых насосах / И.М.Калнинь, И.И. Малафеев // Холодильная техника . –2014. – №12.
5. Копко, В. М. Теплоснабжение / В.М. Копко.– М.: АСВ, 2012.-335с.
6. МСН 4.02-02-2004. Тепловые сети (с изменениями по состоянию на 12.03.2013 г.).
7. Елистратов, С. Л. Комплексное исследование эффективности тепловых насосов: дис. ... д-р технич. наук: 01.04.14. / С. Л. Елистратов.– Новосибирск, 2010.

УДК 621.5:536.7

CHARACTERISTIC MALFUNCTIONS OF THE REFRIGERATION EQUIPMENT AT THE ENTERPRISES OF TRADE AND RESTAURANT BUSINESS

ХАРАКТЕРИСТИКА НЕИСПРАВНОСТЕЙ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ТОРГОВЛИ И РЕСТОРАННОГО БИЗНЕСА

<p>Furkalo. S.V.¹ Danko V.P.², Ph. D.</p>	<p>Фуркало С.В.¹ Данько В.П.², к.т.н., доцент</p>
<p>1 – SC “Tander”, Russia, 350072, Krasnodar, Levanevskogo Str., 185 2 – Kuban State Technological University, 2, Moskovskaya street, Krasnodar, 350072, Russia</p>	<p>1 – АО «Тандер», Россия, 350072, г. Краснодар, ул. Леваневского, 185 2 – Кубанский государственный технологический университет, Россия, 350072, г. Краснодар, ул. Московская, 2</p>
<p>E-mail: vladislav.danko@mail.ru</p>	

Abstract

The article analyzes the main causes of breakdown of refrigeration trading equipment at small trading enterprises and suggests general principles of trouble-free operation of equipment .

Аннотация

В статье проанализированы основные причины поломок холодильного торгового оборудования на малых предприятиях торговли и предложены общие принципы безаварийной работы оборудования.

Проблема бесперебойной работы холодильного оборудования возникает на всех предприятиях общественного питания, а также торговых объектах, таких как магазины, супермаркеты и склады. Данная проблема обусловлена финансовыми потерями в связи с порчей и списанием продукции и товаров.

На крупных предприятиях решение с бесперебойной работой оборудования нашли путем установки холодильных централей, а также установкой дополнительного (резервного) оборудования. При таком решении требуются большие финансовые затраты, наличие площадей для расположения данного оборудования, а также постоянное нахождение на объекте квалифицированного персонала для контроля за исправностью оборудования и быстрого ремонта оборудования в случае его останова [1, 2, 3, 4].

Малые предприятия такими ресурсами не обладают, и зачастую оборудование обслуживается только во время поломки.

Основными видами холодильного торгового оборудования на малых предприятиях являются: витрины, холодильные горки, среднетемпературные бонеты, низкотемпературные бонеты, лари, холодильные шкафы [5, 6, 7, 8, 9].

Основными поломками торгового холодильного оборудования являются:

1. Утечки хладагента;
2. Выход из строя пускового конденсатора электродвигателя компрессора и вентилятора конденсатора;
3. Межвитковое замыкание электродвигателя компрессора.

Рассмотрим причины и методы предотвращения данных поломок.

1. Утечки хладагента

На холодильном торговом оборудовании данный вид поломки встречается реже, чем остальные, т.к. мест потенциальных утечек в оборудовании не много. В основном утечки происходят из-за заводских браков, реже из-за внешних факторов.

К заводским бракам можно отнести утечку на паяном соединении и утечку в запененной части теплообменного оборудования, связанные с качеством устанавливаемых производителем материалов. Данный вид утечек проявляет себя, в основном, после длительной эксплуатации оборудования, т.к. эти утечки являются минимальными и в большинстве случаев неремонтопригодными.

К внешним факторам относятся утечки хладагента, связанные с использованием острых предметов, при оттайке оборудования, или неаккуратного обращения с ним, что приводит к деформации составляющих оборудования.

В связи с тенденциями рынка производители пытаются максимально удешевить конструкцию оборудования, что и приводит к увеличению количества случаев данного вида поломок. Методов предотвращения данного вида поломок, кроме аккуратного обращения с оборудованием, у потребителя нет.

2. Выход из строя пускового конденсатора электродвигателя компрессора и вентилятора конденсатора

В связи с установкой на холодильное торговое оборудование более мощных компрессоров, чем на бытовые компрессоры, для плавного пуска на компрессоры холодильного торгового оборудования устанавливаются пусковые конденсаторы с различными емкостями. Также конденсаторы устанавливают на вентиляторы обдува конденсаторов для обеспечения плавного пуска и вращения. Происходит немало случаев взрыва пусковых конденсаторов, а также сгорание компрессоров из-за эксплуатации компрессоров с неисправным пусковым конденсатором.

К потере емкости пускового конденсатора может привести несколько факторов, а имен-

но: заводской брак, длительность эксплуатации, плохой контакт и тяжелый пуск электродвигателя.

Если на заводской брак повлиять невозможно, а сроки эксплуатации заводы изготовители не указывают, то на остальные факторы повлиять можно обычным проведением технического обслуживания оборудования, где в перечень работ обязательно должны быть включены протяжка и обжимка электроконтактов.

3. Межвитковое замыкание электродвигателя компрессора

К данному виду поломки приводят либо отклонения в электроснабжении объекта, либо отсутствие технического обслуживания оборудования.

Основными причинами отклонений в электросетях могут быть: молнии, неправильные регулировки на подстанциях или чрезмерно высокое потребление напряжения потребителями. Сгорание происходит при кратковременном увеличении напряжения выше 1000В либо длительной эксплуатации электродвигателя при низком напряжении, ниже 200 В, что приводит к прогоранию клея и соприкосновению витков обмотки электродвигателя, изменению сопротивления обмотки и, как следствие, быстрый нагрев биметаллической пластины в пускозащитном реле, которое отключает компрессор.

При отсутствии технического обслуживания оборудования на конденсаторе собирается пыль, паутина и т.д., что приводит к засорению конденсатора и ухудшению теплообмена. При плохом теплообмене, в конденсаторе хладагент конденсируется хуже, что приводит к повышению давления и повышенной нагрузке на компрессор, после чего обмотка электродвигателя нагревается и через некоторое время компрессор сгорает.

Для минимизации количества межвитковых замыканий электродвигателей являются источники бесперебойного питания, в районах, где происходят частые перепады напряжения, и регулярное техническое обслуживание оборудования.

Большинство поломок можно избежать, проводя техническое обслуживание оборудования, в которое войдут работы по очистке теплообменного оборудования и протяжке и обжимке электроконтактов.

Список литературы

1. Данько, В. П. Основные принципы построения осушительно-испарительных охладителей / В. П. Данько, А. А. Ковалёв // В сборнике: Инновационные пищевые технологии в области хранения и переработки сельскохозяйственного сырья. Материалы III Международной научно-практической конференции, посвященной 20-летию юбилею ГНУ КНИИХП Россельхозакадемии. ГНУ КНИИХП Россельхозакадемии, ООО «Издательский Дом - Юг». – 2013. – С. 362-365.
2. Danko, V. P. Solar drainage-evaporating cooling system on the basis of heat-mass-transfer apparatus with a mobile nozzle / V. P. Danko // автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Одесская национальная академия пищевых технологий, Одесса. – 2013.
3. Данько, В. П. Исследование гидродинамических процессов в псевдооживленном слое теплообменных аппаратов для альтернативных систем жизнеобеспечения / В. П. Данько // Инженерная физика. – 2017. – № 11. – С. 70-75.
4. Danko, V. P. Использование золы тепловых электростанций в производстве бетонов / V. N. Gavrilenko, V. P. Danko // Обладнання та технології харчових виробництв. Збірник наукових праць. – 2001. – № 6. – С. 292-298.
5. Чумак, І. Г. Разработка и обоснование конструкции экспериментального стенда для определения коэффициентов теплоотдачи при кипении и конденсации рабочих тел, используемых в холодильной технике / І. Г. Чумак, В. П. Данько, В. В. Осокін, І. Н. Красновський // Обладнання та технології харчових виробництв. Збірник наукових праць. – 2004. – № 10. – С. 42-48.
6. Danko, V. P. Study of hydrodynamics features in the apparatuses with movable nozzle / V. P. Danko, V. V. Karnauh, A. S. Titlov // Сибирский журнал науки и технологий. – 2017. Т. 18. – № 3. – С. 499-504.

7. Данько, В. П. Физические основы низкотемпературной техники и холодильной технологии / В. П. Данько, В. В. Карнаух, А. Б. Кудрин, В. Н. Радионенко // Донецк-Краснодар, 2016.-256с.

8. Данько, В. П. Альтернативные системы жизнеобеспечения на основе цикла с непрямой регенерацией абсорбента / В. П. Данько, А. В. Дорошенко // Известия ВУЗов. Проблемы энергетики. – 2017. – № 9-10.

9. Дорошенко, А. В. Солнечные холодильные системы, использующие тепломассообменные аппараты с подвижной насадкой / А. В. Дорошенко, В. П. Данько // Холодильная техника и технология. – 2011. – № 6 (134). – С. 49-55.

УДК 697.94

COMPARATIVE ANALYSIS OF THE EFFICIENCY OF THE APPLICATION OF DEVICES FOR FLOW ALIGNMENT IN A FLOW PART OF A AIR FILTER WITH A SHORT DIFFUSER

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ВЫРАВНИВАНИЯ ПОТОКА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ВОЗДУШНОГО ФИЛЬТРА С КОРОТКИМ ДИФфуЗОРОМ

Filkin N.Yu., Cand. Tech. Sc.	Филькин Н.Ю., канд. тех. наук
Omsk state technical university, Russia, 644050, Omsk, Mira, 11	Омский государственный технический университет, Россия, 644050, Омск, Мира, 11
E-mail: a – finick@inbox.ru	

Abstract

The article is devoted to the analysis of the efficiency of using devices for equalizing the flow in the flow part of an air filter with a short diffuser. The author conducted numerical gas-dynamic researches of the basic design of the air filter and structures with installation in the flow part of the grille, incomplete perforated plate and concentric guides. A comparative analysis of the obtained results revealed the advantages of concentric guides installation in comparison with other options from the point of view of criteria of gas-dynamic efficiency.

Аннотация

Статья посвящена анализу эффективности применения устройств для выравнивания потока в проточной части воздушного фильтра с коротким диффузором. Автором проведены численные газодинамические исследования базовой конструкции воздушного фильтра и конструкций с установкой в проточной части решетки, неполной перфорированной пластины и концентрических направляющих. Сравнительный анализ полученных результатов выявил преимущества установки концентрических направляющих по сравнению с остальными вариантами с точки зрения критериев газодинамической эффективности.

Неравномерность поля скоростей потока в проточной части воздушных фильтров, как правило, бывает обусловлена режимом подвода к ним воздуха. Струи воздуха, втекающего в проточную часть фильтра, не успевают надлежащим образом расшириться на пути к фильтрующим элементам, и отдельные их участки подвергаются воздействию больших скоростей [1]. Неравномерность распределения скоростей приводит к снижению эффективности очист-

ки. Для выравнивания потока в проточной части фильтров могут устанавливаться сопротивления в виде следующих элементов [2]:

1. Плоская сетка, решетка или другое сопротивление, равномерно распределенное по сечению.
2. Разделительные стенки (направляющие).
3. Неполные перфорированные пластины.

Однако, несмотря на положительный эффект от применения решетки, нужно отметить, что условия ее эффективного использования требуют увеличения габаритных размеров самого фильтра, что нежелательно в условиях применения на мобильных и транспортных установках, где имеются жесткие ограничения по массогабаритным параметрам. К тому же, установка решеток, равно как и неполных перфорированных пластин и направляющих с большой вероятностью приведет к увеличению аэродинамического сопротивления фильтра.

Для устранения влияния неравномерности потока на работу воздушных фильтров часто толщину фильтрующего элемента берут с запасом, увеличивая ее по сравнению с расчетной [1]. Однако такой способ не всегда приемлем, так как ведет к росту массогабаритных параметров и стоимости фильтров, а также аэродинамического сопротивления аппарата.

Таким образом, одним из возможных путей повышения эффективности воздушных фильтров с коротким диффузором с точки зрения критериев газодинамической эффективности [3] является установка специальных выравнивающих поток элементов в их проточную часть. Задачей представленного исследования является проведение численного анализа с целью выбора наиболее эффективного решения.

Численные газодинамические исследования были проведены на базе пакета ANSYS CFX. Расчетная схема проточной части воздушного фильтра с коротким диффузором представлена на рисунке 1. Согласно схеме, поток движется через входной воздуховод 1 диаметром 112 мм, из которого он попадает в проточную часть фильтра, состоящую из короткого диффузора 2, корпуса 3 и фильтрующего элемента 4 в виде эквивалентной перфорированной перегородки толщиной 200 мм. Поток покидает проточную часть фильтра через конфузор 5 и выходной воздуховод 6 длиной 100 мм.

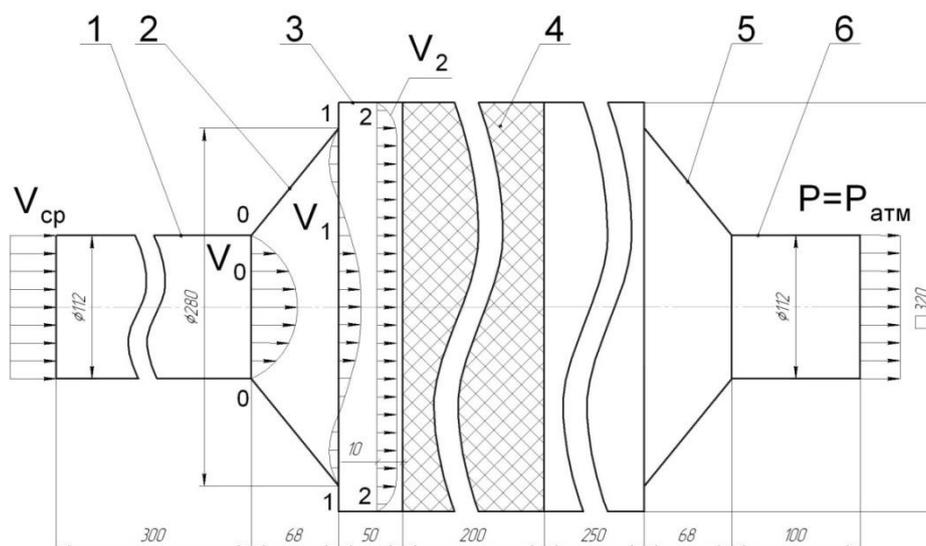


Рисунок 1 – Расчётная схема проточной части воздушного фильтра с коротким диффузором: 1 – входной воздуховод; 2 – короткий диффузор; 3 – корпус; 4 – фильтрующий элемент; 5 – конфузор; 6 – выходной воздуховод

Условия однозначности включают в себя:

- геометрические условия: корпус прямоугольной формы с сечением 320x320 мм, диффузор конической формы длиной 68 мм, с наибольшим диаметром 280 мм. Фильтрующий

элемент моделируется эквивалентной по сопротивлению перегородкой в виде перфорированной пластины толщиной 200 мм с круглыми отверстиями диаметром 10 мм, распределенными по пластине равномерно. Эквивалентная перегородка установлена поперечно в корпусе на расстоянии 50 мм от выходного сечения короткого диффузора и на расстоянии 250 мм от конфузора;

- физические условия: расчетная модель проточной части фильтра состоит из одного домена, тип – Fluid Domain, материал – Air at 25 °С. Течение изотермическое, с температурой 20°С. Модель турбулентности – Shear Stress Transport (SST). Сеточная модель – тетраэдральная, минимальный размер конечных элементов – 0,1 мм;

- граничные условия: на входе в воздуховод задается средняя скорость потока $V_{ср}$ в диапазоне от 2 до 10 м/с, а на выходе после фильтра – давление, равное атмосферному ($P = P_{атм} = 100000$ Па).

По результатам расчета строятся профили поля скоростей воздушного потока во входном (0-0) и выходном (1-1) сечениях короткого диффузора, а также на расстоянии 10 мм перед фильтрующим элементом (сечение 2-2) (рисунок 1). Помимо этого определяется аэродинамическое сопротивление на всем воздушном фильтре в целом. Расчетные схемы [2], рассмотренные в ходе численного исследования, представлены на рисунке 2.

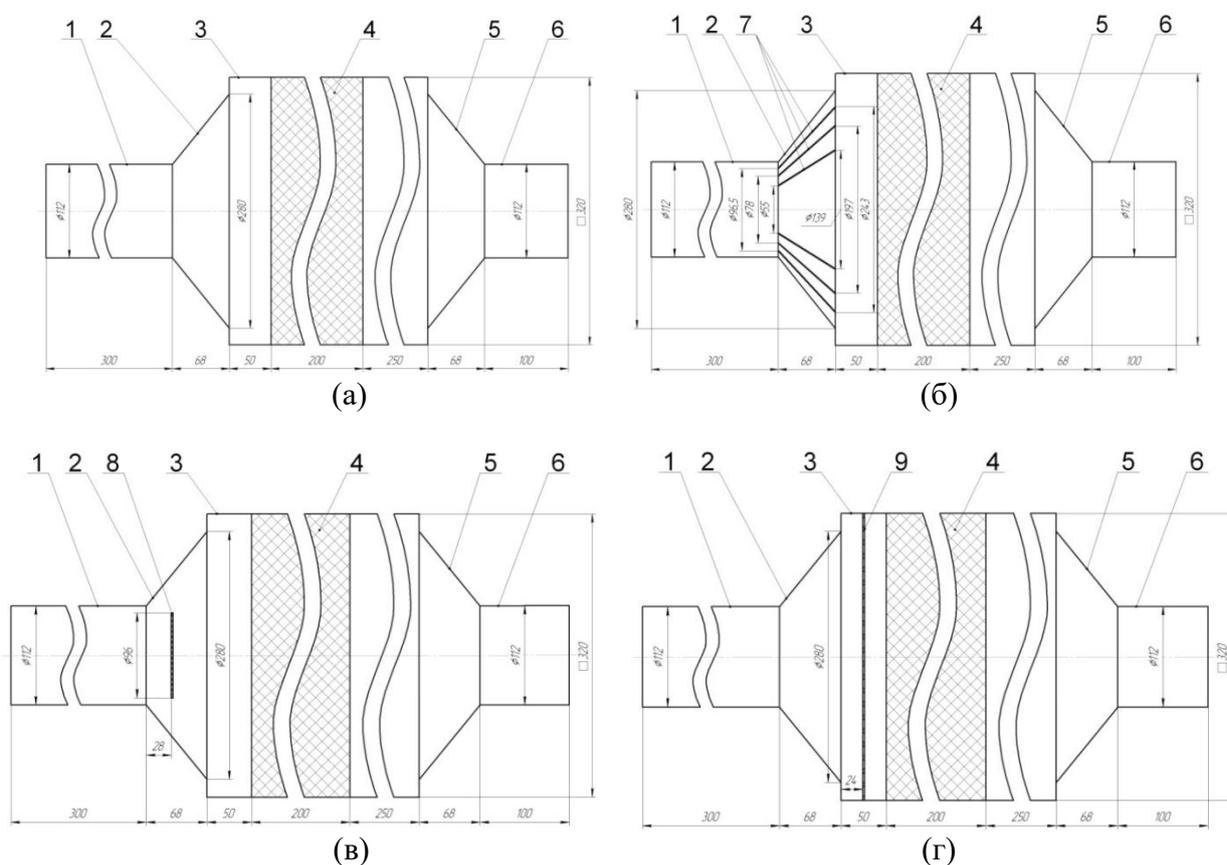


Рисунок 2 – Расчётные схемы проточной части воздушного фильтра с коротким диффузором:

а – без направляющих; б – с концентрическими направляющими; в – с неполной перфорированной пластиной; г – с решеткой; 1 – входной воздуховод; 2 – короткий диффузор; 3 – корпус; 4 – фильтрующий элемент; 5 – конфузор; 6 – выходной воздуховод; 7 – концентрические направляющие; 8 – неполная перфорированная пластина; 9 – решетка

Основные результаты численных газодинамических расчетов представлены на рисунках 3-6.

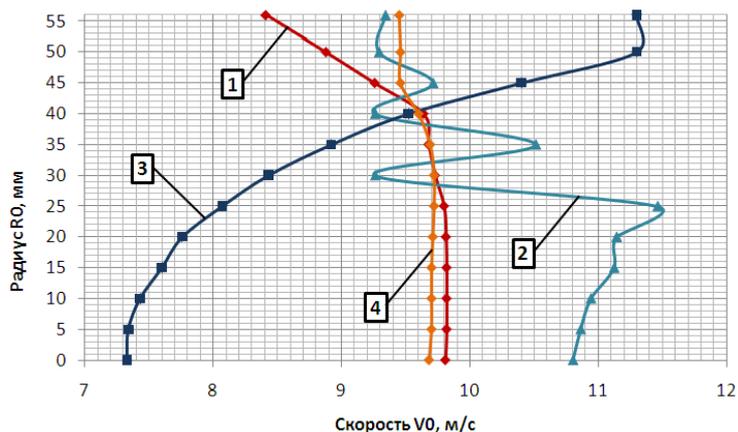


Рисунок 3 – Профили поля скоростей во входном сечении короткого диффузора (сечение 0-0) для варианта с: 1 – диффузором без направляющих; 2 – диффузором с концентрическими направляющими; 3 – неполной перфорированной пластиной в диффузоре; 4 – решеткой за диффузором

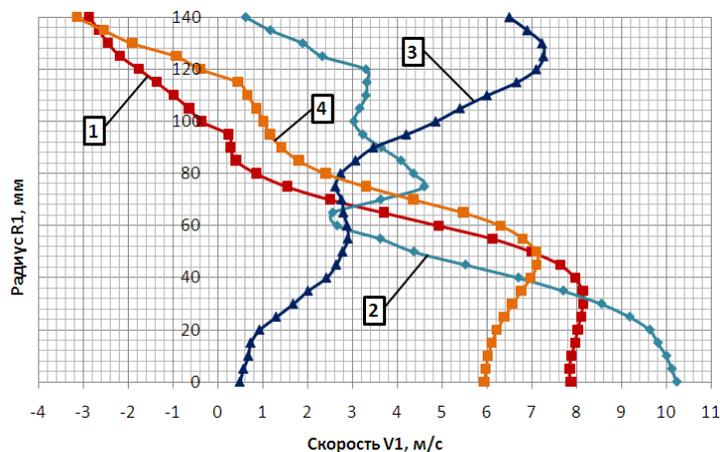


Рисунок 4 – Профили поля скоростей в выходном сечении короткого диффузора (сечение 1-1) для варианта с: 1 – диффузором без направляющих; 2 – диффузором с концентрическими направляющими; 3 – неполной перфорированной пластиной в диффузоре; 4 – решеткой за диффузором

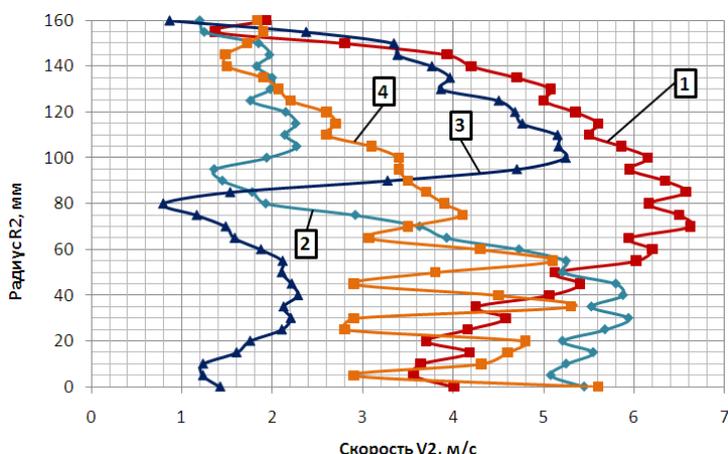


Рисунок 5 – Профили поля скоростей перед фильтрующим элементом (сечение 2-2) для варианта с: 1 – диффузором без направляющих; 2 – диффузором с концентрическими направляющими; 3 – неполной перфорированной пластиной в диффузоре; 4 – решеткой за диффузором

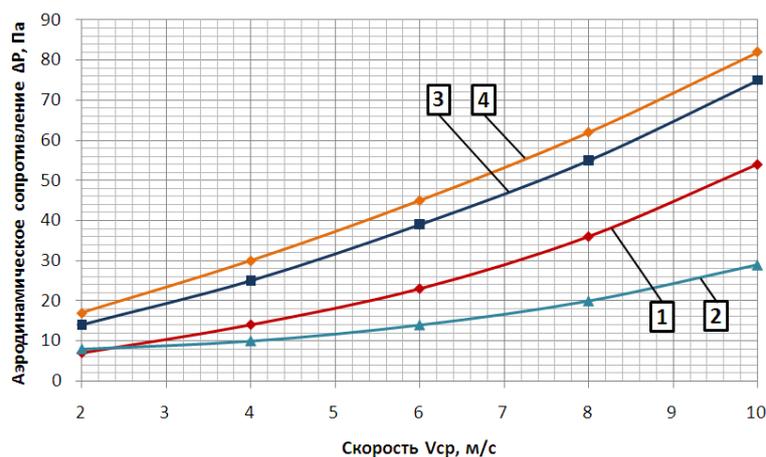


Рисунок 6 – Зависимость аэродинамического сопротивления фильтра с коротким диффузором от средней скорости потока для варианта с:
 1 – диффузором без направляющих; 2 – диффузором с концентрическими направляющими; 3 – неполной перфорированной пластиной в диффузоре;
 4 – решеткой за диффузором

Анализируя профили поля скоростей в различных сечениях (рисунки 3-6), можно отметить, что для всех вариантов максимальные значения локальных скоростей имеют тенденцию к уменьшению от 9,5...11,5 м/с в сечении 0-0 до 5,2...6,6 м/с в сечении 2-2, что объясняется как увеличением площади поперечного сечения проточной части, так и влиянием на поток неподвижных элементов (направляющие, пластина, решетка). В то же время, визуально оценивая профили поля скоростей в сечении 2-2 (рисунок 5), можно сделать вывод, что ни один из вариантов не приводит к достижению равномерного поля скоростей перед фильтрующим элементом. Результаты расчета степени неравномерности потока [3] в сечениях 1-1 и 2-2 для каждого варианта представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты расчета степени неравномерности потока в сечениях 1-1 и 2-2

Сечение	Степень неравномерности			
	без направляющих	концентрические направляющие	неполная перфорированная пластина	решетка
1-1	2,75	1,34	1,39	1,93
2-2	1,17	1,14	1,26	1,12

Исходя из данных таблицы 1, можно прийти к заключению, что наиболее равномерное поле скоростей получается для вариантов с концентрическими направляющими и с решеткой, что хорошо согласуется с результатами, представленными на рисунке 5. При этом максимальные значения локальных скоростей в сечении 2-2 для варианта с концентрическими направляющими несколько выше, чем при использовании решетки. Однако если добавить в анализ второй критерий газодинамической эффективности – аэродинамическое сопротивление (рисунок 6), то можно прийти к выводу, что вариант с решеткой имеет самое высокое аэродинамическое сопротивление, а вариант с концентрическими направляющими – самое низкое.

Таким образом, опираясь на результаты проведенного численного газодинамического анализа эффективности применения устройств для выравнивания потока в проточной части воздушного фильтра с коротким диффузором, можно прийти к выводу, что ни одно устройство не обеспечивает достаточно эффективное выравнивание потока перед фильтрующим элементом, однако с точки зрения критериев газодинамической эффективности наиболее предпочтительным вариантом для установки в проточную часть фильтра являются концентри-

ческие направляющие. Полученные результаты могут быть полезны при разработки новых и модернизации существующих конструкций воздушных фильтров.

Список литературы

1. Чупалов, В. С. Воздушные фильтры / В. С. Чупалов. – СПб. : СПГУТД, 2005. – 167 с.
2. Идельчик, И. Е. Аэрогидродинамика технологических аппаратов (Подвод, отвод и распределение потока по сечению аппаратов) / И. Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1983. -351 с.
3. Filkin, N. Yu. Increase in efficiency of gas filters with a short diffuser when operating in a swirling flow [Electronic resource] / N. Yu. Filkin, V. L. Yusha, A. A. Kapelyukhovskaya // AIP Conference Proceedings. – 2018. – Vol. 2007: Oil and Gas Engineering (OGE-2018). – <https://aip.scitation.org/journal/apc>.

УДК 629.4.048.3

ANALYSIS OF ENERGY SAVING APPROACHES IN AIR CONDITIONING SYSTEMS

АНАЛИЗ ПОДХОДОВ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

<p>Umyrzhhan T.N.^a, student Stepanova O.A.^b, Cand.Tech.Sc, associate professor Yermolenko M.V.^c, Cand.Tech.Sc Shalaganova A.N.^d, master</p>	<p>Умыржан Т.Н.^а, студент Степанова О.А.^б, к.т.н, доцент Ермоленко М.В.^с, к.т.н Шалаганова А.Н.^д, магистр</p>
<p>Shakarim State University of Semey, Kazakhstan, 071411, Semey, Glinki Street, 20a</p>	<p>Государственный университет имени Шакарима г. Семей, Республика Казахстан, 071411, Семей, улица Глинки, 20а</p>
<p>E-mail: timirlan-95@mail.ru, aug11@mail.ru, shalaganova_alma@mail.ru, tehfiz@mail.ru</p>	

Abstract

This paper discusses the analysis of approaches to energy saving in air conditioning systems. At present, one of the urgent and priority tasks in the development of air conditioning systems is the task of saving energy resources - “energy saving”. As a result of the analysis of energy saving approaches in air conditioning systems, a SWOT analysis was made.

Аннотация

В данной работе рассматривается анализ подходов энергосбережения в системах кондиционирования воздуха. В настоящее время одной из актуальных и приоритетных задач в развитии систем кондиционирования воздуха является задача в области экономии энергетических ресурсов - «энергосбережения». В результате проведенного анализа подходов энергосбережения в системах кондиционирования воздуха был сделан SWOT-анализ.

На сегодняшний день одной из актуальных и приоритетных задач развития систем кондиционирования воздуха является задача в области экономии энергетических ресурсов - энергосбережения.

Для подогрева воздуха в системах кондиционирования применяются воздухонагреватели, на осуществление работы которых приходится большие затраты энергии [1].

Одним из возможных подходов энергосбережения в системах кондиционирования воздуха является экономия энергии посредством рекуперации теплоты.

Рекуперация теплоты - это процесс нагревания холодного приточного воздуха теплым удаляемым воздухом, который не удаляется из помещения, а отдает свою теплоту приточному воздуху в рекуператоре при удалении через систему вентиляции. Рекуперация теплоты возможна через восстановление энергии тепла, так как представляет адекватный подход решения проблемы энергосбережения в системах кондиционирования воздуха.

Данный подход может реализовываться с помощью пластинчатого и роторного рекуператоров тепла, при этом нагрев поступающего воздуха выполняется посредством нагрева статических пластин или вращающегося ротора [2].

Рекуператоры теплоты должны удовлетворять следующим требованиям, представленным на рисунке 1.

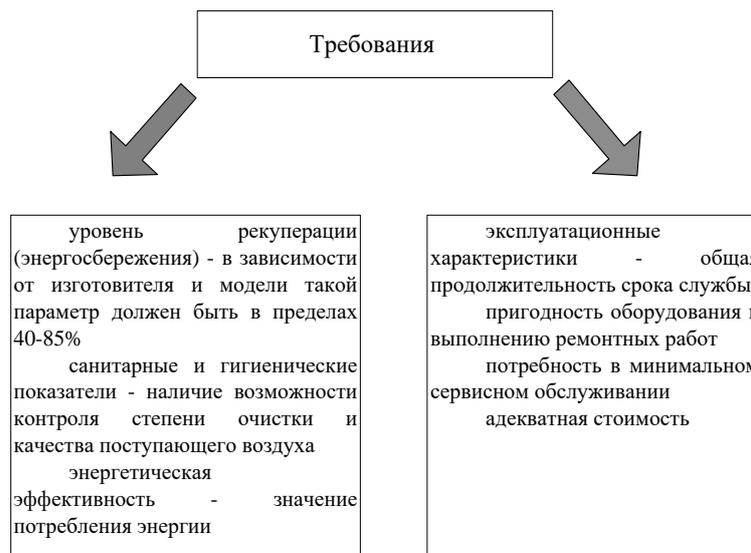


Рисунок 1 – Требования, предъявляемые к рекуператорам теплоты

На рисунке 2 показаны возможности использования двух видов рекуператоров в системах кондиционирования воздуха.



Рисунок 2 – Возможность использования различных видов рекуператоров в системах кондиционирования воздуха

В результате проведенного анализа подходов энергосбережения с пластинчатым и роторным рекуператором был сделан SWOT-анализ (таблица 1).

Таблица 1 – SWOT-анализ

Вид рекуператора	Сильные стороны	Слабые стороны	Возможности	Угрозы
Пластинчатый рекуператор	надежная конструкция	нет возможности сохранять влажность воздуха	регулирование теплоотдачи с помощью удаления и добавления пластин	образование на пластинах конденсата
	не нуждается в регулярном техническом обслуживании	неустойчивость работы в зимний период		
	энергоэффективный			
Роторный рекуператор	применение различных процессов обработки воздуха	механизм вращения	регулирование теплообмена	загрязненный воздух может частично поступать в приток
	контроль уровня влажности	невозможность применения роторных теплообменников для помещений с резким запахом	регулирует уровень влаги экономия ресурсов на охлаждение помещения во время жары	для вращения теплообменника требуется электроэнергия

Применение одного из типов рекуператоров для всех случаев невозможно и неэффективно, так как это будет связано с некоторыми определенными условиями, где будут использоваться системы энергосбережения, так как они работают с рекуперацией теплотой.

Использование рекуператоров позволит сэкономить от 60 до 80% теплоты воздуха, покидающего помещения вместе с вытяжным воздухом.

Список литературы

1. Богословский, В. Н., Поз М.Я. Теплофизика аппаратов тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха / В. Н. Богословский. – М.:Стройиздат, 1983. – 319 с.
2. Архипов, Г. В. Автоматизированные установки кондиционирования воздуха. / Г. В. Архипов, В. Г. Архипов. – М.:Энергия, 1975.–201с.

**EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF A COOLING PLATE
SURFACE TYPE ON EFFICIENCY OF RADIATION COOLING**

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВИДА
ПОВЕРХНОСТИ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ПЛАСТИНЫ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ
РАДИАЦИОННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ**

<p>Tsoy A.P.^a, Cand. Tech. Sc., associate professor Granovskiy A.S.^b, Koretskiy D.A.^c</p>	<p>Цой А.П.^a, канд. тех. наук, доцент Грановский А.С.^b, Корецкий Д.А.^c</p>
<p>Almaty Technological University, Kazakhstan, 050012, Almaty, st. Tole bi, 100</p>	<p>Алматинский технологический университет, Казахстан, 050012, г. Алматы, ул. Толе би, 100</p>
<p>E-mail: a – teniz@bk.ru; b – granovskiy.a@rambler.ru; c – dima7ava7t@gmail.com</p>	

Abstract

The paper describes the results of experimental measurement of the temperature of radiating plates placed under the open sky and cooled by night-time radiation cooling. Samples of plates with different types of radiating surfaces were used: polished unpainted, painted with pentaphthalic and acrylic paints. The experiment showed that the unpainted plates have a temperature almost equal to the temperature of atmospheric air. Plates painted with pentaphthalic and acrylic paint have approximately the same temperature 3 ... 4 K lower than the temperature of atmospheric air with an accuracy of ± 1.65 K.

The result of calculating the surface temperature according to the theoretical model equals with the experimental result only in summer climatic conditions. In the winter period of time, as expected, due to the influence of fog and smog, the experimental value of the temperature of the radiating plate is higher than calculated by the theoretical model.

Аннотация

В работе представлены результаты эксперимента по измерению температуры пластин, расположенных под открытым небом и охлаждающихся за счет ночного эффективного излучения. Использовались образцы пластин с различными типами излучающей поверхности: отполированной неокрашенной, окрашенной пентафталевой и акриловой красками. Проведенный эксперимент показал, что неокрашенные пластины имеют температуру практически равную температуре атмосферного воздуха. Пластины, окрашенные пентафталевой и акриловой краской, имеют примерно одинаковую температуру на 3...4 К ниже температуры атмосферного воздуха с погрешностью $\pm 1,65$ К.

Разработанная теоретическая модель для расчета температуры излучающей поверхности пластины дает результаты, совпадающие с экспериментальными значениями лишь в летний период времени. В зимний период времени, как предполагается, из-за влияния тумана и смога, экспериментальное значение температуры излучающей пластины оказывается выше рассчитаного по теоретической модели.

Введение

Радиационное охлаждение – альтернативный способ понижения температуры, основанный на сбросе тепла в окружающую среду через атмосферу в результате эффективного излучения в инфракрасном диапазоне [1,2]. Для осуществления радиационного охлаждения

используется радиатор, в котором тепло от потока жидкого или газообразного теплоносителя передается к излучающей поверхности, и далее сбрасывается в окружающую среду в виде инфракрасного излучения.

Количество теплоты, сбрасываемое излучающей поверхностью радиатора в виде эффективного излучения, значительно зависит от её относительной излучательной способности. Сам радиатор изготавливается из металлов с высокой теплопроводностью (например, из алюминия). Однако металлы имеют низкую относительную излучательную способность. В связи с этим излучающую поверхность радиатора необходимо покрывать материалом с высокой излучательной способностью. В работе [3] для покрытия излучающей поверхности радиатора рекомендуется использовать белую краску с большим содержанием диоксида титана TiO_2 , обладающего высокой излучательной способностью в инфракрасной части спектра, и одновременно высокой отражательной способностью в видимой части спектра [4]. Однако оптические свойства и химический состав красителей, доступных авторам данной работы, не является вполне определенными. Из-за этого в данной работе предполагается провести сравнение доступных красителей с целью выбора такого красителя, который обеспечивает наибольший отвод тепла от радиатора.

Методология исследования

Конструкция экспериментального образца изображена на рисунке 1. Он представляет собой металлическую пластину, уложенную на слой теплоизоляционного материала.

Излучающая пластина 1 изготовлена из листа алюминия толщиной 0,8 мм. Теплоизоляции 2 выполнена из листа материала Reporlex™ с паспортным значением теплопроводности 0,03 Вт/(м·К). Температура пластины измеряется в центре под пластиной 1 при помощи внешнего датчика температуры 5 цифрового термометра ST-2 с погрешностью измерений $\pm 1,0$ К. Для улучшения контакта датчик температуры 5 прижат к излучающей пластине 1 при помощи алюминиевого хомута 4. Для увеличения теплопроводности воздушного зазора между датчиком температуры и хомутом нанесен слой термопасты КПТ-8 (ГОСТ 19783-74). Как было установлено в ходе калибровочных опытов, при использованном способе измерения показание термометра соответствует тому, что наблюдалось бы при размещении термометра над излучающей пластиной.

Излучающая поверхность П1 пластины имеет следующие варианты исполнения: 1 – отполирована; 2 – обработана наждачной бумагой; 3 – покрыта эмалью ПФ-115 белого цвета; 4 – покрыта эмалью ПФ-115 черного цвета; 5 – покрыта акриловой эмалью на водной основе белого цвета AlinaPaint Evrika™.

Нижняя поверхность теплоизоляции П2 оклеена алюминиевой пленкой для снижения радиационного теплообмена.

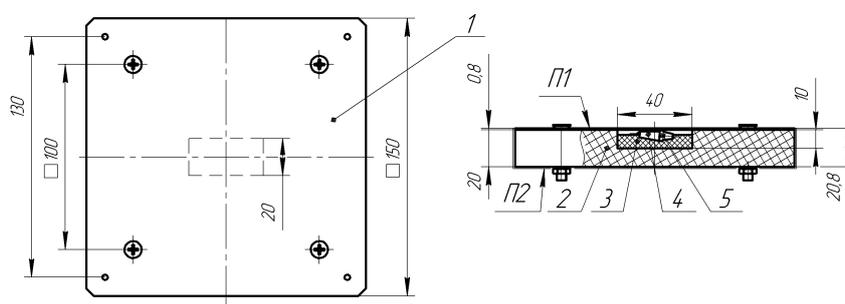


Рисунок 1 – Схема экспериментального образца: 1 – излучающая пластина; 2 – теплоизоляция; 3 – теплоизоляционный вкладыш; 4 – хомут; 5 – датчик температуры

Для достижения поставленной цели предлагается измерить температуры образцов излучающих пластин, окрашенных различными красителями, и обращенных к ночному небу. Пластина, поверхность которой имеет наибольшую относительную излучательную способность, будет обладать наименьшей температурой. При этом температура излучающей поверхности пластины будет принимать значение, при котором её тепловой баланс будет равен нулю:

$$Q_{ef} + Q_1 + Q_2 = 0, \quad (1)$$

где Q_{ef} – потери тепла за счёт эффективного излучения, Вт;
 Q_1 – конвективный теплоприток к излучающей поверхности, Вт;
 Q_2 – теплоприток через слой теплоизоляции, Вт.

Результаты эксперимента и их обсуждение

Эксперименты по измерению температуры излучающих пластин были проведены в условиях климата города Алматы (Республика Казахстан) в городской черте осенью и зимой 2018-2019 года. Всего было произведено семь серий экспериментов, в каждой из которых температура пластины измерялась пять раз. Интервал времени между повторами измерения составлял одну минуту.

Средние значения параметров атмосферного воздуха в ходе экспериментов представлены в таблице 1. Суммарная абсолютная погрешность измерения температур определена по методике, представленной в работе [5] и составляет ± 1 К.

Результаты расчета среднего значения температуры атмосферного воздуха и пластины представлены на рисунке 2.

Таблица 1 – Параметры атмосферного воздуха во время проведения экспериментов

Серия опытов	Дата	Время	Средние параметры атмосферного воздуха			
			Температура, °С	Относительная влажность, %	Скорость ветра, м/с	Общий уровень облачности, %
1	29.09.2018	21:00	11,5	48	0	0
2		22:00	11,3	77	0	0
3	30.09.2018	21:00	13,7	63	0	0
4		22:00	11,8	69	0	0
5		23:00	10,5	73	0	0
6	09.01.2019	19:00	-1,3	40	0	75
7		19:40	-0,5	40	0	75

Результат расчета разницы между температурой воздуха и температурой пластины Δt в каждой серии экспериментов представлен на рисунке 3.

Во всех экспериментах неокрашенные пластины 1 и 2 имеют температуру практически равную температуре атмосферного воздуха. Окрашенные пластины 3, 4 и 5 имеют температуру на 3...4 К ниже температуры атмосферного воздуха с погрешностью $\pm 1,65$ К. Значительной разницы между температурами пластин 3, 4 и 5 не наблюдается. По крайней мере, чтобы определить различия в температуре указанных пластин, потребуется использовать более точные термометры.

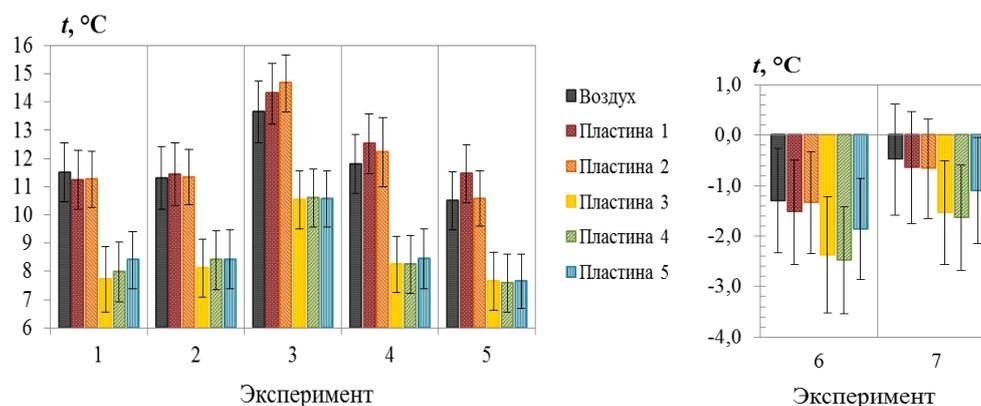


Рисунок 2 – Значение температуры излучающих поверхностей и температуры атмосферного воздуха

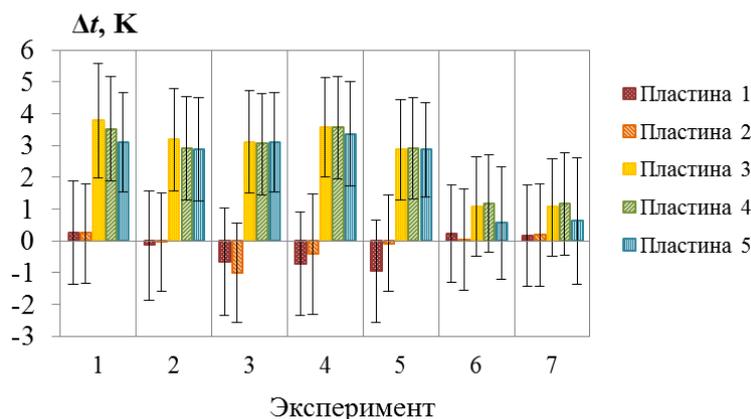


Рисунок 3 – Разница между температурой воздуха и температурой излучающей поверхности для каждой серии опытов

Учитывая, что температуры пластин 3, 4 и 5 имеют близкое значение, можно предположить, что краски, использованные в эксперименте, имеют сходные оптические свойства и ни одна из них не даст значительного увеличения отводимой от радиатора тепловой мощности по сравнению с другими красками, исследованными в данном эксперименте.

При этом разница Δt в 3...4 К значительно меньше значения в 10...13 К, наблюдавшегося ранее в летний период [6]. Поэтому необходимо изучить причины наблюдаемого значения Δt .

Анализ результатов

Малое значение разницы между температурой воздуха и температурой излучающей пластины Δt может быть объяснено тремя гипотезами:

1. Низкой относительной излучательной способностью у использованных красок;
2. Влиянием неучтенных атмосферных факторов (смог, туман) на тепловой поток, уходящий в виде инфракрасного излучения (эффективного излучения), а также из-за оседания инея на излучающую поверхность;
3. Неучтенным в ходе эксперимента влиянием ветра.

В первую очередь установим, могла ли относительная излучательная способность окрашенных поверхностей быть значительно ниже ожидаемого значения в диапазоне 0,70...0,90 [7].

Сопоставим полученные экспериментальные значения температуры излучающей поверхности с теоретическими значениями при различных значениях её относительной излучательной способности.

Температуру излучающей поверхности, расположенной под открытым ночным небом, можно определить на основе её теплового баланса (см. формулу 1). Подобная задача решалась ранее в работе [8].

Поток эффективного излучения Q_{ef} от излучающей поверхности рассчитываем по методике, представленной в работе [9].

Конвективный теплоприток от атмосферного воздуха к излучающей поверхности:

$$Q_1 = q_1 \cdot F = \alpha_1 \cdot F \cdot (t_b - t_1). \quad (2)$$

Теплоприток к излучающей поверхности через слой теплоизоляции:

$$Q_2 = q_2 \cdot F = k_2 \cdot F \cdot (t_b - t_1), \quad (3)$$

где коэффициент теплопередачи определен по формуле:

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{h_1}{\lambda_1} + \frac{h_2}{\lambda_2}}. \quad (4)$$

Здесь использованы следующие условные обозначения:

q_1 – удельный конвективный теплоприток к излучающей поверхности от атмосферного воздуха, Вт/м²;

q_2 – удельный теплоприток к излучающей поверхности через слой теплоизоляции, Вт/м²;

F – площадь излучающей поверхности пластины, м²;

α_1 – коэффициент теплоотдачи от излучающей поверхности к атмосферному воздуху, Вт/(м·К);

α_2 – коэффициент теплоотдачи от нижней поверхности теплоизоляции к атмосферному воздуху, Вт/(м·К);

h_1 – толщина пластины, м;

h_2 – толщина теплоизоляции, м;

t_b – температура атмосферного воздуха, °С;

t_1 – температура излучающей поверхности, °С;

λ_1 – теплопроводность пластины, Вт/(м·К);

λ_2 – теплопроводность теплоизоляции, Вт/(м·К).

При расчете коэффициентов конвективной теплоотдачи будем считать, что наблюдается естественная конвекция воздуха над горизонтальной поверхностью. Используемая методика расчета коэффициента теплоотдачи представлена в [9].

Датчик температуры расположен под пластиной. Следовательно, его температура будет отличаться от температуры излучающей поверхности. Температуру, измеряемую датчиком температуры, можно определить по формуле:

$$t_{\tau} = t_1 + \frac{q_2}{\left(\frac{h_1}{\lambda_1} + \frac{h_b}{\lambda_b}\right)}, \quad (5)$$

где h_b – толщина воздушного зазора между термометром и пластиной, м. Примем её равной 0,0005 м.

λ_2 – теплопроводность воздуха, Вт/(м·К).

На основе представленных выше формул рассчитаем температуру излучающей поверхности пластины и температуру, измеряемую термометром при различных значениях относительной излучательной способности (рисунок 4).

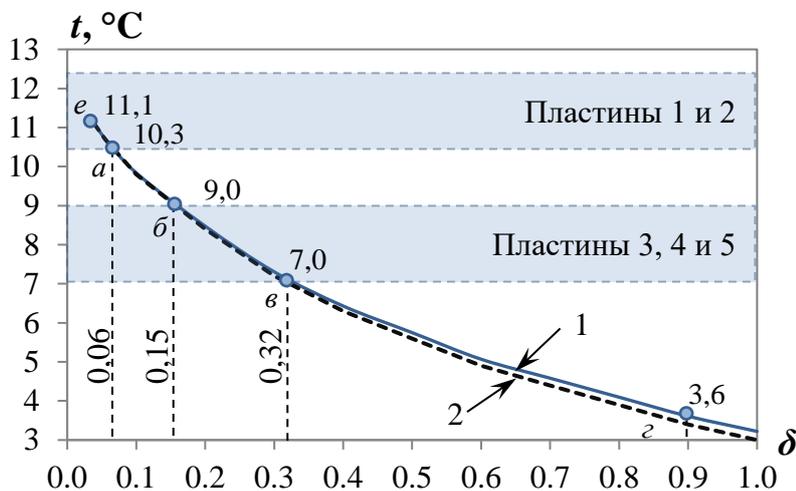


Рисунок 4 – Теоретические значения температуры в зависимости от коэффициента относительной излучательной способности поверхности при параметрах атмосферного воздуха во время 1-ой серии опытов: $t_b = 15,5^{\circ}\text{C}$; $\varphi_b = 48\%$: 1 – термометр под пластиной; 2 – излучающая поверхность

Температура термометра под окрашенными пластинами образцов №3, №4 и №5 в ходе первой серии опытов с учетом погрешности измерений могла находиться в диапазоне от 7,0 до 9,0 °С. По результатам расчетов данная температура будет равна указанному значению, если коэффициент относительной излучательной способности поверхности находится в диапазоне от 0,15 (точка б) до 0,32 (точка в). Если бы коэффициент относительной излу-

тельной способности достиг значения 0,9, температура термометра должна была опуститься до 3,6°C (точка ε), а разница Δt достигла бы 7,9К.

Далее проведем проверочный эксперимент, в котором будем использовать излучающую поверхность с заведомо высоким коэффициентом относительной излучательной способности. Будем использовать стальную шероховатую пластину, покрытую слоем сажи. Для нее коэффициент относительной излучательной способности должен быть не менее 0,80 [11].

Измерение температуры проводилось 24.01.2019 года в период с 20:49 до 20:59. При этом температура атмосферного воздуха составляла -3,5°C, относительная влажность 67%, облачность 10%.

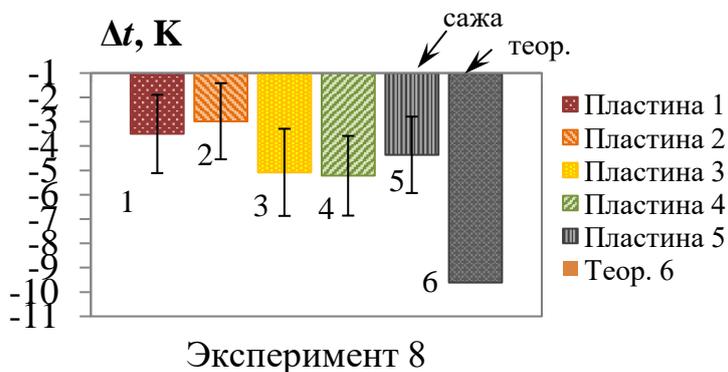


Рисунок 5 – Сравнение температур излучающих поверхностей во время 8-ой (проверочной) серии опытов 24.01.2019 при параметрах воздуха: $t_{\text{в}} = -3,5^{\circ}\text{C}$; $\varphi_{\text{в}} = 67\%$: 1 – отполированная алюминиевая пластина; 2 – обработанная наждачной бумагой алюминиевая пластина; 3 – покрытая эмалью ПФ-115 белого цвета алюминиевая пластина; 4 – покрытая эмалью ПФ-115 черного цвета алюминиевая пластина; 5 – окисленная покрытая сажей стальная пластина; 6 – теоретическая температура окисленной стальной поверхности

Как видно из рисунка 5, температура покрытой сажей поверхности 6 была выше температуры окрашенных поверхностей 3, 4 и 5. Следовательно, окрашенные поверхности имеют относительную излучательную способность выше, чем у покрытой сажей стальной поверхности ($\delta = 0,80$), что опровергает первую гипотезу о том, что все краски имеют низкую относительную излучательную способность.

Согласно теоретической модели температура излучающей поверхности в проверочном эксперименте должна была составлять около -10°C против $-4,4 \pm 1^{\circ}\text{C}$, наблюдавшихся фактически. На основе теоретической модели можно предположить, что поток эффективного излучения с поверхности пластины в эксперименте составляет всего 0,160 Вт ($7,1 \text{ Вт/м}^2$) против теоретического значения 0,661 Вт ($29,3 \text{ Вт/м}^2$). Таким образом, эффективное излучение Q_{ef} в проведенных опытах составляет всего 24% от теоретически-возможного значения, рассчитанного без учета влияния тумана и смога.

В ходе эксперимента, проведенного также в зимнее время в работе [12], температура излучающего объекта оставалась близкой к температуре атмосферного воздуха ($\Delta t = 1 \text{ К}$), что говорит в пользу второй гипотезы, согласно которой сбросу тепла в виде эффективного излучения в зимнее время препятствует туман и смог.

Отметим, что ни в одном из проведенных в нашей работе экспериментов не наблюдалось образования конденсата или инея на излучающей поверхности.

Третья гипотеза не находит подтверждения, так как в сериях опытов с 1-ой по 7-ую ощутимого ветра не наблюдалось. При наличии периодических порывов ветра предположительно в отдельные периоды времени температура излучающей пластины приближалась бы к температуре воздуха, чего не было зарегистрировано.

Таким образом, можно предположить, что малое значение Δt , наблюдавшееся в ходе всех экспериментов, обусловлено внешними факторами. К примеру, прохождению эффективного излучения могли препятствовать смог и туман, присутствовавшие в ходе проведения

большинства экспериментов. Стоит отметить, что в городе Алматы в зимний период наблюдается очень значительный уровень смога [13]. Теоретические методы по расчету влияния тумана и смога на уходящий поток инфракрасного излучения (эффективное излучение) должны быть в будущем изучены более детально.

Стоит также отметить, что согласно расчетам при использованной схеме закрепления термометра, его температура должна быть максимум на 0,25К больше температуры излучающей поверхности.

Выводы

1. Проведенный эксперимент по измерению температуры излучающей поверхности показал, что во всех экспериментах неокрашенные пластины имеют температуру практически равную температуре атмосферного воздуха. Окрашенные пластины имеют температуру на 3...4 К ниже температуры атмосферного воздуха с погрешностью $\pm 1,65$ К. Краски ПФ-115 (белая или черная) и акриловая краска (белая) могут с одинаковым результатом использоваться для покрытия излучающей поверхности радиатора.

2. Разработана теоретическая модель для расчета температуры излучающей поверхности пластины, обращенной к ночному небу. Установлено, что предлагаемая модель дает корректные результаты лишь в летний период времени. В зимний период времени, как предполагается, из-за влияния тумана и смога, экспериментальная температура излучающей поверхности пластины оказывается значительно выше теоретического значения.

3. В дальнейших работах желательно более детально рассмотреть влияние тумана и смога, так как они могут вызвать значительное снижение отводимого от радиатора тепла в виде эффективного излучения в зимнее время, что должно учитываться при проектировании систем хладоснабжения с использованием радиационного охлаждения.

Благодарности

Представленная работа подготовлена в рамках проекта 0118РК00535 «Исследование и разработка научно-инженерных основ для применения радиационного охлаждения в системах холодоснабжения и кондиционирования», выполняемого на основе гранта АР05130918/ГФ, выделенного по программе гранатового финансирования Министерства образования и науки Республики Казахстан по научным и (или) научно-техническим проектам на 2018-2020 годы.

Список литературы

1. Mihalakakou, G. The cooling potential of a metallic nocturnal radiator / G. Mihalakakou, A. Ferrante, J. O. Lewis // *Energy Build.* – 1998. – Vol. 28, № 3. – P. 251–256.
2. Kimball, B. Cooling performance and efficiency of night sky radiators // *Sol. energy.* – 1985. – Vol. 34, № 1. – P. 19–33.
3. Harrison, A. W. Radiative cooling of TiO₂ white paint / A. W. Harrison, M. R. Walton // *Sol. Energy.* – 1978. – Vol. 20. – P. 185–188.
4. Hossain, M. M. Radiative Cooling: Principles, Progress, and Potentials / M. M. Hossain, M. Gu // *Adv. Sci.* – 2016. – Vol. 1500360.
5. Нуждин, А. С. Измерения в холодильной технике: Справочное руководство / А. С. Нуждин, В. С. Ужанский. – М.: Агропромиздат, 1986. – 368 с.
6. Цой, А. П. Разработка системы охлаждения с использованием охлаждающего эффекта небосвода / А. П. Цой, А. С. Филатов, А. С. Грановский // Республиканская конференция молодых ученых “Наука. Образование. Молодежь”, посвященная 55-ти летию Алматинского технологического университета (19-20 апреля 2012 г.). – Алматы: АТУ, 2012. – С. 277–278.
7. Цой, А.П. Анализ эффективности холодильного радиатора с инфракрасным спектром излучения в космическое пространство // *Казахстан-Холод 2014: Сборник докладов международной научно-технической конференции (27 февраля 2014 г.).* – Алматы: АТУ, 2014. – С. 114–117.
8. Цой, А. П. Способ определения эффективной температуры небесной сферы / А. П. Цой, Р. Е. Ергазина, Ю. И. Мачуев // *Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке.* 2013. – С. 298–299.
9. Samuel, D. G. L. Passive alternatives to mechanical air conditioning of building: A review /

- D. G. L. Samuel, S. M. S. Nagendra, M. P. Maiya // Build. Environ. – 2013. – Vol. 66. – P. 54–64.
10. Мухачев, Г. А. Термодинамика и теплопередача: Учеб. для авиац. вузов / Г. А. Мухачев, В. К. Щукин. – 3-е изд. – М.: Высшая школа, 1991. – 480 с.
11. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
12. Карагузов, В. И. Экспериментальное определение величины и направления теплового потока радиационной системы жизнеобеспечения / В. И. Карагузов, В. С. Сердюков, И. С. Колпаков, В. А. Немыкин, И. Н. Погуляев // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства: материалы 8-ой международной неучно-технической конференции (Омск, 26 февраля – 2 марта 2018 г.). – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2018. – С. 110–111.
13. Абдыгали, Е. Смог и выхлопные газы по городу Алматы / Е. Абдыгали, Р. З. Сафаров // Материалы Международной научной конференции «Global Science and Innovations 3» (Лейпциг, 18 марта 2018 г.). – Leipzig: Eurasian Center of Innovative Development «DARA», 2018. – С. 63–67.

УДК 621.56

MODEL OF COOLING A DROP AT A PRESSURE BELOW THE TRIPLE POINT OF WATER

МОДЕЛЬ ОХЛАЖДЕНИЯ КАПЛИ ПРИ ДАВЛЕНИИ НИЖЕ ТРОЙНОЙ ТОЧКИ ВОДЫ

Kruglov A.A. ^{1a} , Ph.D Tazitdinov R.R. ^{2b}	Круглов А.А. ^{1a} , канд. техн. наук Тазитдинов Р.Р. ^{2b}
ITMO University, Russia, 191002, St. Petersburg, Lomonosov str., 9	Университет ИТМО, Россия, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова 9
E-mail: a – al-x-kru@yandex.ru; b – t.r-ITMO@mail.ru	

Abstract

This paper presents a mathematical model of the water droplet cooling process at a pressure below the triple point of, which takes into account the heat and mass transfer in the droplet. Mass transfer is described by the water vapor diffusion equation. The balance of forces acting on a falling drop is considered. A graph of the cooling time of the droplet for different diameters is constructed.

Аннотация

В работе приведена математическая модель процесса охлаждения капли воды при давлении ниже тройной точки, которая учитывает тепло- и массоперенос в капле. Массоперенос описывается уравнением диффузии водяного пара. Рассмотрен баланс сил, действующих на падающую каплю. Построен график зависимости температуры и времени охлаждения для капель различного диаметра.

Введение

Кигалийская поправка к Монреальскому протоколу [1], которая подразумевает поэтапное сокращение потребления ГФУ хладагентов, побуждает холодильную отрасль взглянуть в сторону применения природных хладагентов: аммиак, вода, диоксид углерода и др.

В последние годы заметен рост публикаций в области исследования процесса охлаждения и замораживания воды при давлении ниже тройной точки. Это можно объяснить тремя

основными факторами: вода является распространенным и безопасным веществом в природе с превосходными теплофизическими свойствами; на сегодняшний день доступны вакуумные насосы с хорошими энергетическими характеристиками (что помогает решить проблему с большим удельным объемом водяного пара в данных условиях); возможностью производства бинарного льда [2].

Технология охлаждения воды при давлении ниже тройной точки методом капельного диспергирования имеет преимущества за счет увеличения поверхности теплообмена при её распылении и непосредственного (прямого) охлаждения.

Математическая модель падения капли воды в окружающем объеме при давлении ниже тройной точки [3].

На время охлаждения капли влияет скорость ее падения. Полет капли в вакуумно-испарительной камере зависит от силы тяжести, плавучести и вязких сил, как показано на рисунке 1а.

Уравнения движения капли:

$$m_d \frac{du_x}{dt} = -F_{d,x}; \text{ и } m_d \frac{du_y}{dt} = m_d g - F_b - F_{d,y},$$

где m_d – масса капли, кг; u_x и u_y – скорость капли, м/с; F_d – сила трения, Н; g – ускорение свободного падения, м/с²; F_b – подъемная сила, Н.

Сила трения противоположна направлению скорости капли и определяется из уравнения:

$$F_d = \frac{1}{2} C_D \pi a^2 \rho_{g,\infty} u^2,$$

где a – радиус капли, м; $\rho_{g,\infty}$ – плотность водяного пара вокруг капли, кг/м³; u – скорость капли, м/с; C_D – коэффициент трения.

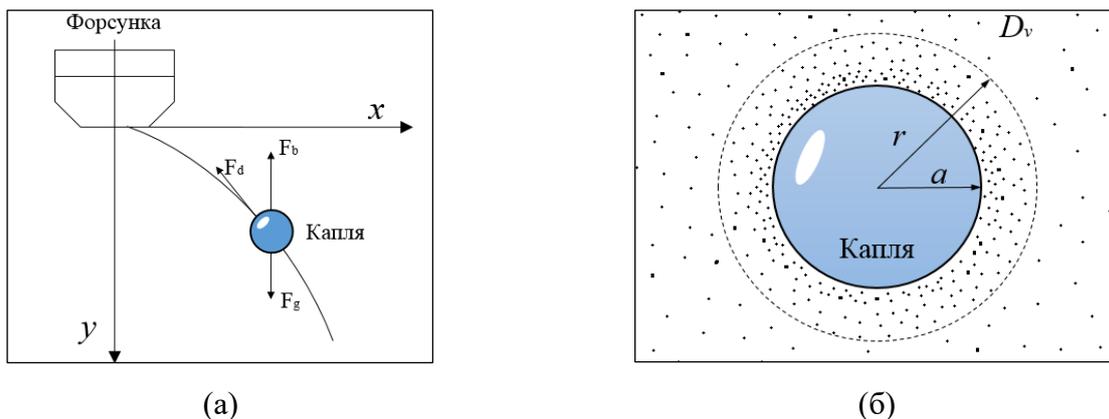


Рисунок 1 – Описание процесса: а – падение капли; б – процесс охлаждения капли воды при давлении ниже тройной точки

Коэффициент трения определяется из следующих соотношений:

$$C_D = \begin{cases} \frac{3}{16} + \frac{24}{Re_d} & (0 < Re_d < 0,01) \\ \frac{24}{Re_d} [1 + 0,131 Re_d (0,82 - 0,05 \log Re_d)] & (0,01 < Re_d < 20) \\ \frac{24}{Re_d} [1 + 0,1935 Re_d^{0,06305}] & (20 < Re_d < 240) \end{cases}$$

где Re_d – число Рейнольдса.

Подъемная сила определяется из уравнения:

$$F_b = \frac{4}{3} \pi a^2 \rho_{g,\infty} u^2.$$

Математическая модель охлаждения капли воды при давлении ниже тройной точки [4]. Рассмотрим математическую модель процесса охлаждения капли воды при давлении

ниже тройной точки (рисунок 16). При составлении математической модели были приняты следующие допущения: форма капли представляет собой сферу, давление и температура в окружающем объеме постоянны, изменение температуры в капле подчиняется закону стационарного распределения, теплофизические свойства воды постоянны.

Уравнение массопереноса при испарении капли:

$$m_{evp} = 4\pi a D_v \frac{M}{R} \left(\frac{P_a}{T_a} - \frac{P_\infty}{T_\infty} \right),$$

где m_{evp} – масса испарившейся части капли за одну секунду, кг/с; a – радиус капли в текущий момент времени, м; D_v – коэффициент диффузии водяного пара, м²/с; M – молекулярная масса воды, кг/моль; R – универсальная газовая постоянная; P_a и T_a – давление и температура на поверхности капли, Па и К; P_∞ и T_∞ – давление и температура в окружающем объеме, Па и К.

Коэффициент диффузии [5]:

$$D_v = \frac{T_\infty^{1,75} 10^{-3} \cdot \sqrt{2/M}}{P_\infty [(\sum v_{w1})^{1/3} + (\sum v_{w2})^{1/3}]},$$

где v_{w1}, v_{w2} – атомный объем водяного пара.

Уравнение теплоты, переданной при испарении части капли:

$$Q_e = 4\pi a D_v L \left(\frac{\rho_\infty - \rho_a}{a} \right),$$

где L – скрытая теплота испарения, Дж/кг; ρ_∞ и ρ_a – плотность водяного пара (окружающая среда) и плотность воды (капли), кг/м³.

Уравнение теплоты, переданной из-за разности температур поверхности капли и окружающей среды:

$$Q_c = 4\pi a^2 k_g \left(\frac{T_\infty - T_a}{a} \right),$$

где k_g – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); T_∞ и T_a – температура водяного пара (окружающая среда) и температура воды (капли).

Изменение температуры поверхности капли определяется из баланса потерь теплоты при испарении и разности температур между поверхностью капли и окружающей средой.

$$\delta T = - \frac{3}{\rho_a c_p r^2} \left[\frac{L D_v M}{R} \left(\frac{P_a}{T_a} - \frac{P_\infty}{T_\infty} \right) - k_g (T_\infty - T_a) \right] \delta t,$$

где c_p – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

Полученный результат

С использованием математической модели, описанной выше, были произведены расчеты, по результатам построен график процесса охлаждения капель разного диаметра (рис. 2).

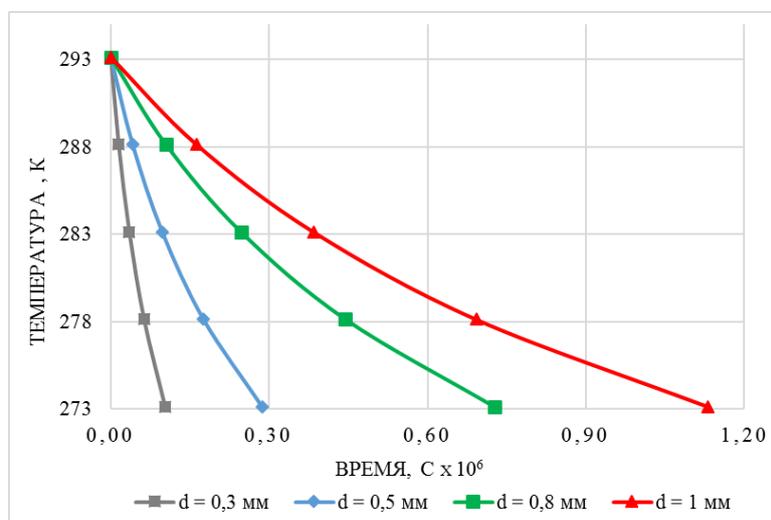


Рисунок 2 – Время охлаждения капли в вакууме.
Исходные данные: $T_a = 293\text{К}$; $P_\infty = 400\text{Па}$; $u = 1,2\text{ м/с}$.

Из графика видно, что для охлаждения капли на 20К (с 293К до 273К) диаметром 1 мм требуется времени почти в 4 раза больше, чем для капли диаметром 0,5 мм.

Выводы

Представленная модель позволяет оценить изменение массы и температуры капли в процессе охлаждения. Модель может быть полезна при проектировании вакуумно-испарительной установки для охлаждения воды методом капельного распыления.

Список литературы

1. Цветков, О.Б. Монреальский протокол – Honoris[Текст] / О. Б.Цветков, Ю. А. Лаптев // Холодильная техника. – 2018. – N 3. – С. 24-28.
2. Круглов, А.А. Энергоэффективные системы с использованием вакуумно-испарительных ледогенераторов бинарного льда / А.А.Круглов, Р. Тазитдинов. // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование – 2018. – № 1(28). – С. 30-37.
3. Y. Wu, X. Zhang, et al., Modelling and experimental study of vapor phase diffusion driven sessile drop evaporation / Y. Wu, X. Zhang // Appl. Therm. Eng. (2014).
4. Shin, H.T. Spherical-shaped ice particle production by spraying water in a vacuum chamber / H.T. Shin, Y.P. Lee, J. Jurng // Appl Therm. Eng. 20 (5) –2000.–P.439-454.
5. Wang, C. Study on water flash evaporation under reduced pressure. International Journal of Heat and Mass Transfer 131 / C. Wang, R. Xu, X. Chen, P. Jiang, B. Liu, – 2019 –P.31–40

УДК 621.576.5

USING MATHEMATICAL MODELING FOR CREATING AN EFFICIENT DESIGN OF A HYDROGEN BATTERY IN AIR CONDITIONING SYSTEMS

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ СОЗДАНИЯ ЭФФЕКТИВНОЙ КОНСТРУКЦИИ АККУМУЛЯТОРА ВОДОРОДА В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Chorna N.A. ^a , Cand. Tech. Sc., associate professor	Черная Н.А. ^a , канд. тех. наук, доцент
A. Podgorny Institute of Mechanical Engineering Problems of the NASU Ukraine, 61046, Kharkiv, vul. Pozharskogo, 2/10	Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Украина, 61046, Харьков, ул. Дм. Пожарского, 2/10
E-mail: a – nataliyachernaya7@gmail.com	

Аннотация

Представлена схема теплоэнергетической установки, базовым агрегатом которой является металлгидридный термосорбционный компрессор. Данная установка может найти применение в системах кондиционирования воздуха. С помощью математической модели термосорбционного взаимодействия металлгидрида с водородом разработаны рекомендации по созданию эффективной конструкции аккумулятора водорода с заданными параметрами.

Abstract

The scheme of the heat and power installation is presented, its base unit is a metal-hydride thermo- sorption compressor. This unit can be used in air conditioning systems. With the help of a

mathematical model of the thermo-sorption interaction of metal-hydride with hydrogen, recommendations have been developed for creating an effective hydrogen accumulator with given parameters.

Введение

Уровень отрицательного влияния техногенной деятельности на состояние биосферы достиг глобальных масштабов и нуждается в тщательном анализе и соответствующих действиях, так как это может привести к экологической катастрофе. Поэтому, сохранение достойных условий жизни человека требует поиска новых форм взаимодействия современной цивилизации с природой. Одной из таких форм может быть экотехнология, центральным звеном которой является водород. Учитывая доступность неограниченных запасов сырья для получения водорода, можно ожидать, что со временем он все больше будет заменять нефть, природные газы, угли и другие невозобновляемые источники энергии органического происхождения.

Характеризуя современное состояние водородной энергетики, следует отметить качественные изменения, прошедшие за последние десятилетия в этой области. Если ранее основное внимание уделялось технологическим и энергетическим аспектам, то, в настоящее время, на первый план выходят экологические и экономические составляющие проблемы создания межотраслевой инфраструктуры, обеспечивающей широкомасштабное использование водорода [1].

Расширение сфер использования водорода диктует необходимость разработки и создания высокоэффективных устройств для применения в системах кондиционирования воздуха промышленных предприятий [2].

Один из перспективных путей их решения – разработка термосорбционных компрессоров (ТСК), принцип действия которых базируется на свойствах обратимых металлгидридов (МГ) поглощать водород и выделять его под повышенным давлением при тепловом воздействии.

В результате последовательного осуществления изобарно-изотермического процесса сорбции водорода низкого давления p_1 , политропного процесса нагрева МГ от температуры сорбции $T_1 + \Delta T_1$ до температуры десорбции T_2 , изобарно-изотермического процесса десорбции водорода высокого давления p_2 , политропного охлаждения МГ от $T_2 - \Delta T_2$ до $T_1 + \Delta T_1$ и изобарного охлаждения водорода высокого давления производится сжатие водорода (рис. 1).

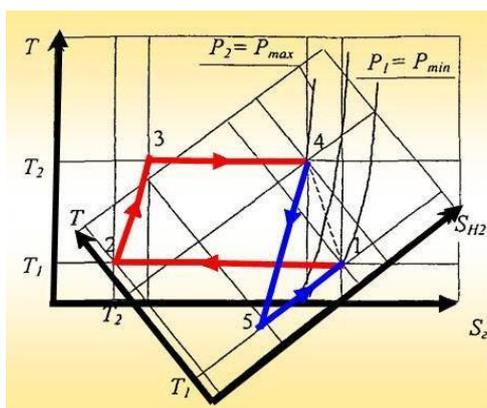


Рисунок 1 – Условное изображение процессов в термосорбционном компрессоре

Теоретически термодинамическое сжатие водорода при предельной регенерации тепла в процессах происходит с термодинамической точки зрения оптимальным образом, т. е. энергия, подводимая в форме тепла, трансформируется в работу сжатия с эффективностью, равной преобразованию тепла в механическую энергию в обратимом цикле Карно, осуществляемом в том же интервале температуры.

Принципиальная схема энергетической установки с ТСК представлена на рис. 2.

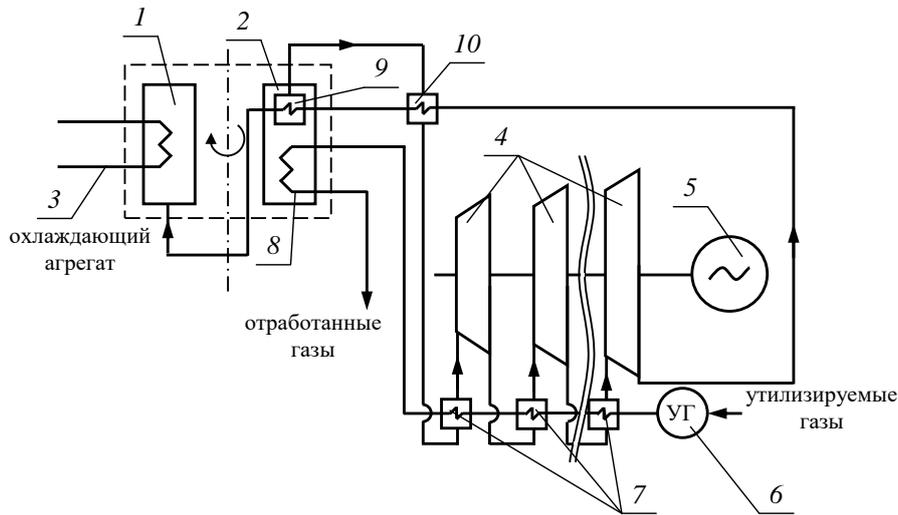


Рисунок 2 – Энергоустановка на базе ТСК: 1, 2 – генераторы-сорберы ТСК; 3 – система охлаждения ТСК; 4 – турбина; 5 – электрогенератор; 6 – система подачи утилизируемых газов; 7 – теплообменник; 8 – система нагрева ТСК; 9, 10 – регенераторы теплоты

Особенность работы установки на базе ТСК, заключающаяся в генерировании сжатого газа, неконденсирующегося при нормальных условиях, позволяет реализовать цикл, в результате осуществления которого положительным эффектом будет производство не только механической энергии, но и холода. Варьируя величиной отношения давления в цикле, создаваемого компрессором, можно обеспечить необходимую удельную холодопроизводительность установки q_x .

Для оценки эффективности процесса получения холода воспользуемся коэффициентом теплоиспользования ψ , который для рассматриваемого случая может быть записан в виде $\psi = \frac{q_x}{q_n}$.

Для того чтобы получить оценку интегрального эффекта использования теплоты q_n , подводимой в термосорбционном компрессоре, целесообразно ввести величину, которая учитывала бы комбинированную выработку механической энергии и холода

$$k_{\eta, \psi} = \frac{|l| + |q_x|}{q_n}.$$

Изменение величины $k_{\eta, \psi}$ в зависимости от максимальной температуры цикла при фиксированном значении $T_{ок} = 293 \text{ K}$ представлено на рис. 3 (кривая 1).

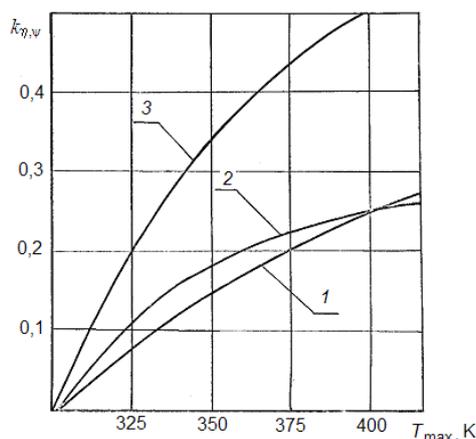


Рисунок 3 – Зависимость коэффициента использования теплоты от максимальной температуры цикла

Из графиков, изображенных на рис. 3, следует, что для рассмотренной схемы теплоиспользующей установки с ТСК при адиабатном расширении рабочего тела дальнейшее повышение максимальной температуры цикла нецелесообразно. Несмотря на тенденцию к увеличению абсолютного значения $k_{\eta,\psi}$ по мере роста T_{\max} , в диапазоне $T_{\max} > 400$ К наблюдается отставание значения $k_{\eta,\psi}$ от η_t^k (кривая 2), что указывает на падение эффективности преобразования теплоты.

Для повышения эффективности предложенной схемы целесообразно заменить адиабатный процесс расширения водорода многоступенчатым с промежуточным нагревом рабочего тела за счет теплоты, отбираемой из камеры холода на температурном уровне, близком к температуре окружающей среды.

Механическая энергия и количество отобранной теплоты в этом случае будет существенно выше (кривая 3, рис. 3), чем в случае с одноступенчатым адиабатным расширением газа, но холод будет произведен на более высоком температурном уровне. Установки с ТСК, работающие по рассмотренной схеме, могут найти применение в системах кондиционирования воздуха промышленных предприятий, так как положительные эффекты – механическая энергия и холод – генерируются за счет утилизации теплоты низкого температурного потенциала.

Разработка более совершенствованных конструкций генератора-сорбера (ГС), которые являются основным элементом ТСК – неотъемлемая часть проблемы повышения термодинамической эффективности энергетических установок. Это требует проведения значительных объемов экспериментальных и исследовательских работ с применением средств электронно-вычислительной техники, что делает возможным не только более полное и точное исследование процессов тепломасообмена в МГ, но и позволяет осуществить выбор рациональной конструкции ГС, а также определить наиболее благоприятные условия его работы.

В ИПМаш НАН Украины разработана математическая модель термосорбционного взаимодействия металлгидрида с водородом, включающая наряду с базовыми уравнениями неразрывности, теплопроводности и состояния газа, уравнение химической кинетики, что позволяет более полно отразить сложный физико-химический процесс термосорбционного взаимодействия металлгидрида с водородом и решать задачи с ярко выраженной термодинамической неравновесностью [3, 4]. В настоящее время модель реализована численным методом в виде пакета программ для персональных компьютеров.

Выбраны определяющие факторы, способные оказать влияние на показатели интенсификации сорбционного процесса. Приведена методика численного исследования, в которой использована разработанная математическая модель, описывающая нестационарный процесс взаимодействия МГ с водородом при наличии дополнительной теплопередающей матрицы в виде оребрения в элементах ГС. Разработаны рекомендации по выбору рациональной геометрии внутреннего оребрения для конкретной модели аккумулятора водорода.

На базе результатов численного эксперимента разработан, создан с рациональными параметрами внутреннего оребрения ГС и исследованы режимы его работы. В частности, для ГС с внутренним диаметром 0.046 м и длиной 0.28 м толщина медной пластины оребрения составляет $1 \cdot 10^{-4}$ м, шаг между пластинами $1.1 \cdot 10^{-3}$ м. По экспериментальным данным выполнена оценка термодинамической эффективности предложенной конструкции ГС, которая подтвердила улучшение технико-экономических показателей металлгидридного оборудования для сжатия водорода.

Выводы

Таким образом, математическая модель термосорбционного взаимодействия металлгидрида с водородом дает возможность смоделировать реальные процессы в металлгидридных установках, что позволяет использовать ее при разработке и создании аккумуляторов водорода в системах кондиционирования воздуха.

Список литературы

1. Малышенко, С. П. Водород как аккумулятор энергии в электроэнергетике / С.П. Малышенко // Рос. хим. журн. – 1997. – Т. 41, № 6. – С. 112-119.
2. Соловей В. В., Энергосберегающие технологии генерации и энерготехнологической переработки водорода / В. В. Соловей, А. И. Ивановский, Н. А. Черная / Компрессор. и энерг. машиностроение. – 2010. – № 2(20). – С. 21-24.
3. Chorna, N.A. Усовершенствование математической модели процесса тепломассообмена в системе «металл-водород» // Вестник Новгородского государственного университета им. Ярослава Мудрого Изд.-во: Новгородский государственный университет им. Ярослава Мудрого (Великий Новгород). – 2013. – № 75. – С. 94-96.
4. Chorna, N. A. Моделирование теплообменных процессов в металлгидридных установках / N. A. Chorna, V. V. Nanchyn / Проблемы машиностроения.– 2018. – S. 1. – v. 21, n. 4. – С. 63-70.

УДК 629.423

WAYS OF REDUCING THE POLLUTING EMISSIONS TO THE ENVIRONMENT AND FUEL SAVING IN AUTOREFRIGERATED TRUCKS

ПУТИ УМЕНЬШЕНИЯ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ В ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ И СНИЖЕНИЯ РАСХОДА ТОПЛИВА В АВТОРЕФРИЖЕРАТОРАХ

Shalbayev K.K. ^{1a} , Doct.Tech.Sc., professor Kanazhanov A.E. ^{1b} Abai T. ^{1c}	Шалбаев К.К. ^{1a} , докт. тех. наук, профессор Каназханов А.Е. ^{1b} Абай Т. ^{1c}
Kazakh National Research Technical University named after K.I. Satpaev, 050013, Almaty, Satpaev street, 22a	Казахский национальный исследовательский технический университет имени К. И. Сатпаева, 050013, г. Алматы, ул. Сатпаева, 22а
E-mail: a-shk1952@mail.ru; b-280140ait@mail.ru; c-turka_0227@mail.ru	

Abstract

Relevance of research is that in recent years, the automotive industry has been developing rapidly, and the lack of oil resources and the increasing environmental pollution caused by vehicle emissions pose serious problems for its further development. Hydrogen as an alternative motor fuel has its unique advantages in improving fuel economy and reducing emissions of harmful gases. However, we can not directly use hydrogen as an alternative fuel because of its high cost and other properties. The development of an engine based on gasoline fuel with the addition of hydrogen is an important area of our research. We compare the results of some studies in which the HHO is used to reduce fuel consumption and emissions in internal combustion engines. Benefits of the effect of adding HHO based on the hydroxyl, as an improver of performance and power characteristics of the engine are also being considered and evaluated.

Аннотация

Актуальность исследований. В последние годы автомобильная промышленность быстро развивается, а нехватка нефтяных ресурсов и все более серьезное загрязнение окружающей среды, вызванное выбросами автомобильных выхлопов, создает серьезные проблемы для ее дальнейшего развития. Водород, как альтернативное моторное топливо имеет свои

уникальные преимущества в улучшении экономии топлива и сокращении выбросов вредных газов. Однако мы не можем напрямую использовать водород в качестве альтернативного топлива из-за его высокой стоимости др. свойств. Разработка двигателя на базе бензинового топлива с добавлением водорода является важным направлением исследований. Мы сравниваем некоторые результаты исследования, в которых использовалась ННО для снижения расхода топлива и вредных выбросов в двигателях внутреннего сгорания. Также рассматриваются и оцениваются преимущества влияния добавления ННО на основе гидроксидов, как улучшителя производительности и характеристик двигателя.

Для перевозки грузов существуют специальные устройства - авторефрижераторы, которые (мясо-молочной продукции, полуфабрикатов, замороженных овощей и фруктов, других продуктов с ограниченным сроком годности) нуждаются в особом температурном режиме — скоропортящихся и замороженных продуктов питания на небольшие расстояния по сравнению с вагонами-рефрижераторами, судовыми охлаждающими установками и авиаперевозчиками. Для поиска альтернативной энергии в последние годы уделяется большое внимание. Причиной этого является значительное сокращение добычи нефти, газа и угля вследствие их истощения. В 2014 году в День мировой энергетики было заявлено, что в достаточном количестве нефти осталось около на 53 лет при текущих уровнях добычи[2]. Многие нефтедобывающие страны имеют свои секреты по этому поводу, скрывая точное количество нефти и газа. Поэтому необходимо всерьез задуматься об использовании водорода в качестве альтернативного топлива.

Создание технологии водородных топливных элементов является эффективным средством топлива и для окружающей среды. Многие утверждают, что H₂ опасен, если ссылаться на «эффект Гинденбурга». Но более глубокое изучение водорода позволяет утверждать его большую безопасность, нежели бензин. Как пример, создание первого своего автомобиля с двигателем H₂ Mirai, компании Toyota в США, где также были установлены заправочные станции H₂[3].

Сегодня на рынке есть нескольконаиболее известных автомобилей с водородными топливными элементами.

Это Toyota Mirai, Honda Clarity и Hyundai Tucson / ix35. Но промышленность не стоит на месте. На данное время количество водородных автомобилей составляет около 0,1 процента от общего количества автомобилей. Одной из тормозящих причин является экономическая, так как самая доступная Toyota Mirai предлагается для продажи начиная с 57 500 долларов[4].

Использование генератора водорода поможет снизить расход топлива и уменьшить количество выбросов вредных газов в атмосферу.

1. Объекты и методы исследований:

1. Определение снижение расхода бензина при использовании газогенератора ННО в ДВС.

2. Исследование количества выбросов вредных газов в атмосферу, как NO_x, CO и HC газов, когда ННО вводится в систему.

2. Получение газа ННО путем электролиза

Для производства газа ННО есть генератор, что является сердцем системы. Для бесперебойной работы очень важным является монтажное положение ячейки ННО, так как никакая физическая модификация не производится внутри камеры. При разложении воды электролизом образуется смесь водорода. Для процесса электролиза требуется разность потенциалов между анодом и катодом, равная 1,23 V при давлении 0,1 МПа и температуре 25°C. Если использовать раствор электролита с гидроксидом калия (KOH), напряжение между электродами может составлять 2,0-2,5 V, плотность тока составляет 2000 A/м² при температуре электролита 80°C. Вследствии отсутствия проводящей мембраны OH ионов между анодом и катодом образуется смесь ионов водорода и кислорода и смесь газов H₂ и O₂ (ННО) с соотношением объемов водорода / кислорода 2: 1. На рисунке 1 представлены состав и свойства газа ННО.

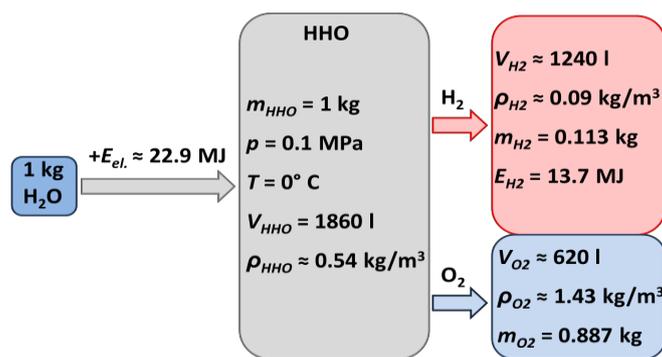


Рисунок 1 - Состав и свойства газа ННО

При потреблении электроэнергии 22,9 МДж из 1 кг воды выходит ~ 1860 литров ННО-газа. При давлении $p=0,1$ МПа и температуре $T=0^\circ\text{C}$ плотность газа кислорода $\rho_{\text{O}_2} = 1,43$ кг/м³, плотность водорода $\rho_{\text{H}_2} = 0,09$ кг / м³ и плотность газовой смеси ННО $\rho_{\text{ННО}} = 0,54$ кг/м³. 1 литр газа ННО состоит из 0,666 литра H₂ - газа с массой $m_{\text{H}_2} = 0,06$ г и O₂-газа с массой $m_{\text{O}_2} = 0,48$ г [5].

3. Методология исследования

Эксперимент был проведен на двигателе Skoda Felicia, а характеристики приведены в таблице 1; испытания проводились при частотах вращения 1500, 2000 и 2500 об/мин с различными нагрузками. На рисунке 2 показаны различные параметры двигателя на испытательной установке. Нагрузка двигателя измерялась гидравлическим динамометром Froude (2), частотой вращения двигателя и расходом воздуха с помощью диагностических систем Vag-Com (VCDS) (3), расход топлива двигателя измеряется самонастраивающимся наклонным манометром (4) и выхлопом двигателя с помощью анализатора отработавших газов модели TE488 (5).

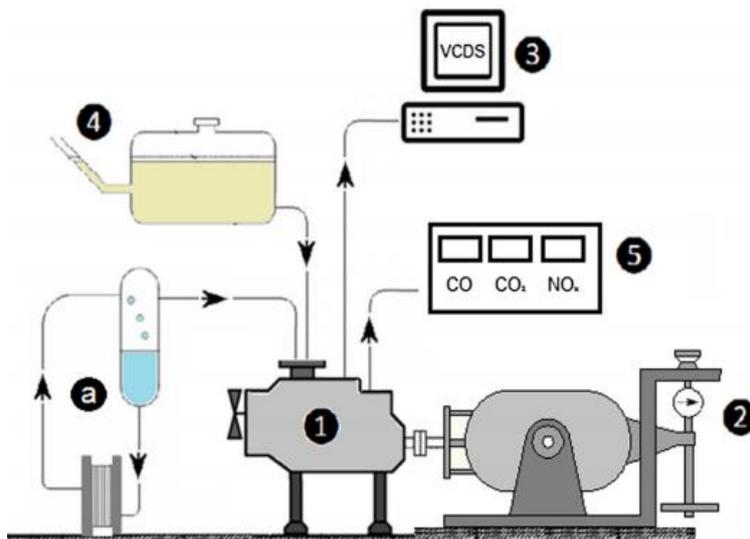


Рисунок 2 - Принципиальная схема испытательного стенда

Тестирование проводилось для двигателя, работающего на бензине, в качестве основного топлива без использования ячейки ННО и с использованием ячейки ННО, подключенной к впускному коллектору. На нем был выполнен тест на постоянной скорости при переменной нагрузке. Двигатель проверен. Иполученные данные собирались при одинаковых условиях работы как для ННО/бензина, так и для бензинового топлива. Для безопасности система генерации ННО подключается к впускному коллектору двигателя через два разрядника, которые закрывают бензиновый двигатель в случае обратного хода впускного коллектора[6].

Таблица 1 – Характеристики двигателя

Модель двигателя	Skoda Felicia 1.3 GLXi 1.3 L (1289 см ³)
Тип двигателя:	бензиновый, 4-цилиндровый
Топливная система	многоточечный впрыск топлива
Коэффициент сжатия	9.7:1
Макс. мощность	69 л.с., 51 кВт при 5500 об / мин
Макс. крутящий момент	100 при 3750 об / мин

4. Результаты и обсуждение

4.1 Работа двигателя.

Если сравнивать газ ННО с бензиновым топливом, то ННО чрезвычайно эффективен с точки зрения топливной химической структуры. Водород и кислород существуют в ННО как два атома на горючую единицу с независимыми кластерами, в свою очередь бензиновое топливо состоит из тысяч крупных молекул углеводородов. Данная диатомическая конфигурация ННО-газа (H₂ и O₂) приводит к эффективному сжиганию, т.к. атомы водорода и кислорода взаимодействуют непосредственно без задержек распространения воспламенения из-за времени прохождения поверхности реакции. При воспламенении его фронт пламени вспыхивает с гораздо большей скоростью отвысокой температуры стенки цилиндра, нежели при обычном сгорании бензина/воздуха. Теплота, которую выделяет ННО способствует разрушению связей молекул бензина и, увеличению скорости реакции и скорости пламени, что приводит к увеличению эффективности сгорания. Отметим, что введение ННО-газа в смесь топливо/воздух оказывает положительное влияние на показатель октанового числа бензинового топлива. И поэтому коэффициент сжатия двигателя может быть увеличен, следовательно, можно получить больший выигрыш в эффективности. Чтобы максимизировать крутящий момент двигателя без детонации, можно увеличить время зажигания.

4.2 Выбросы двигателей

Из-за снижения расхода топлива бензина использование смеси ННО-газа значительно снижает присутствие окиси углерода в выхлопе, т.к. выброс CO сильно зависит от соотношения топлива и воздуха двигателя. Вольтметр и амперметр были откалиброваны в электрической лаборатории, а динамометр был откалиброван в лаборатория внутреннего сгорания Александрийского университета. Было установлено, что ошибка составляет менее 1%. Анализ ошибок показывает неопределенность измеренных данных [6]. Некоторые результаты испытаний приведены на рисунке 3.

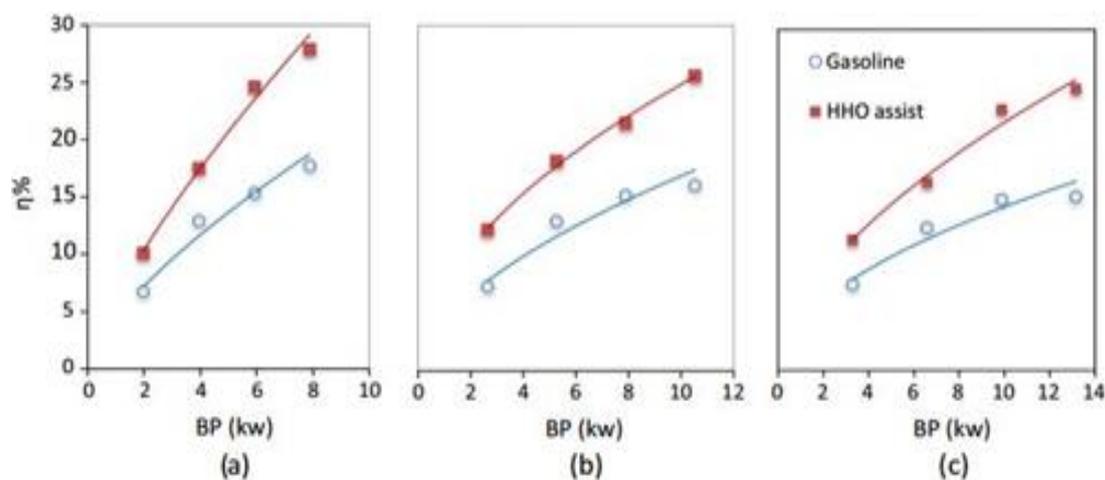


Рисунок 3 - Общее улучшение тепловой эффективности с ННО над чистым бензиновым топливом при разных скоростях двигателя:
 (a) - 1500 об/мин; (b) - 2000 об/мин; (c) - 2500 об/мин

В КазНИТУ им. К.И. Сатпаева были проведены натурные испытания по исследованию влияния ННО-газа на выброс и производительность двигателя автомобиля Ситроен -5, 2003 года выпуска, объем 2,0 л, инжектор. Была разработана новая конструкция ВГ (водородный генератор), который необходим для совместной работы с ДВС. Генерированный газ смешивался со свежим воздухом во впускном коллекторе двигателя [14]. Результаты испытания приведены в Таблице 2.

Таблица 2 – Результаты испытания

Топливо, марка бензина	Расход топлива с водородом, л _{свг}	Пробег автомобиля с ВГ, км	Расход топлива без водорода, л _{бвг}	Пробег автомобиля без ВГ, км	t°С, окружающего воздуха	Груз в автомобиле, кг	Дата, время с ВГ	Дата, время без ВГ	Средняя скорость, км/час, с ВГ _{свг}	Средняя скорость, км/час, без ВГ _{бвг}	Относительная кономия топлива, (G _{бвг} - G _{свг})/G _{бвг}	Концентрация КОН в дистиляте, г/л
АИ -92	6,5	109	6,1	94	14	25 5	27.03. 2018 начало : 10:13 конец: 11:30	27.03. 2018 начало: 12:52 конец: 14:03	61,2 3	79,6 6	8,4	35
АИ -92	4,2	103	7,45	103	16	25 5	07.04. 2018 начало : 07:27 конец: 08:40	07.04. 2018 начало: 10:20 конец: 11:35	84,4 3	82,4	43,6	50

Выводы:

1. Ячейка ННО легко может быть интегрирована с существующими системами двигателя [6].

2. При введении ННО-газа в воздушно-топливную смесь, тепловой КПД двигателя увеличивается до 10%, что снижает расход топлива до 34% [6], до 43% [16].

3. Концентрации NO_x, CO и HC газов снижены почти до 15%, 18% и 14% [6].

Чтобы снизить расход топлива и уменьшить количество выбросов, рекомендуется использовать генераторы ННО на автомобилях. Перспективно использование водородных генераторов в ДВС авторефрижераторов, со средней и низкой (криогенной) температурой в камерах.

Список литературы

1. Брагинский, О.Б. Альтернативные моторные топлива: мировые тенденции и выбор для России /О.Б. Брагинский // Российская химия – 2015. – №6. –С. 137-147.

2. RimkusAlfredas, Mindaugas Melaika, SaugirdasPukalskas, Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering Faculty, Department of Automotive Engineering, J. Basanavičiaus str. 28, 03224 Vilnius, Lithuania

3. Mohamed M. EL-Kassaby, Yehia A. Eldrainy, Mohamed E. Khidr, Kareem I. Khidr Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, Alexandria University, Egypt

4. Ji C., Effect of spark timing on the performance of a hybrid hydrogen–gasoline engine at lean conditions, Int. J. Hydrogen Energy / C Ji, S. Wang, B. Zhang// 35 (2010) 2203–2212.

5. Ahmed Ibrahim Fadul Using HHO Gas to Reduce Fuel Consumption and Emissions in Internal Combustion Engines, thesis / Ibrahim Mohamed Ahmed Ibrahim Fadul // B.Sc in Mechanical Engineering, –University of Khartoum: 2006.

6. Шалбаев, К.К. Снижения расхода дизельного топлива и выбросов вредных веществ в двигателях внутреннего сгорания с применением генератора. Труды международной научно-практической конференции. / К.К. Шалбаев, Р.А. Торгаев, Р.А. Козбагаров, Чэнь Цань / «Современные инновационные системы машиностроения и транспорта, интеграция науки, образования и бизнеса»: Алматы, 2018 г.

УДК 621.56

MODERN TRENDS IN THE MANUFACTURE OF COLD WITH THE USE OF CORROSION INHIBITORS AND INTERMEDIATE REFRIGERATORS

СОВРЕМЕННЫЕ ТРЕНДЫ В ПРОИЗВОДСТВЕ ХОЛОДА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИНГИБИТОРОВ КОРРОЗИИ И ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ХЛАДОНОСИТЕЛЕЙ

Galkin M.L., Doct. Tech. Sc.	Галкин М.Л., док. тех. наук
LLC "Spectroplast" Russia, 111123, Moscow, 2nd Vladimirskaya, Str. 11	ООО «Спектропласт» Россия, 111123, г. Москва, 2-ая Владимирская ул., д. 11
E-mail: a – gml@hladonositeli.ru	

Abstract

Corrosion causes billions in losses annually / Corrosion is the main cause of pipeline transport failures / Improving equipment corrosion protection methods. / Corrosion control is performed using protective coolant. / Metal corrosion inhibitors are considered one of the most effective and efficient methods to combat chemical destruction. /The release of industrial new innovative universal complex additives - water-soluble concentrates of corrosion inhibitors and deferred I salts series SP-B is mastered by ООО "Spektroplast" in 2004. / bactericide SP-B-10-0.

Significantly reduces its decomposition, extends the service life of coolant, reduces by 30-50% or 50-150 kg / 1m³ the consumption of coolant concentrate for its replacement and adjustment, increases 10-50 times the anti-corrosion properties of the emulsion, it can be used to protect the surface of carbon steels and cast iron from atmospheric corrosion in covered storage conditions for at least 30 days, reduces the biodegradation of the coolant by bacteria by 2-4 points, increases the pH of the coolant by 0.2-0.5 units, prevents the deposition of hardness salts on the metal and reduces their impact on properties Coolant It is moderately hazardous and non-flammable and non-explosive, has a lower price, does not contain substances harmful to humans and the environment, including chromates, phosphates, salts of heavy metals. Improves working conditions when used in coolant. Does not have a sensitizing effect, does not have a local irritant action regardless of concentration in contact with the skin and in the stomach, mucous membranes of the eyes and respiratory organs, which is very important when it comes to contact with coolant when preparing and using it on equipment or hardware. requires special protection measures, easily diluted with cold water when mixed, which saves time for its preparation and significantly speeds up the

correction of coolant after downtime. Does not darken the bright and transparent coating of the coolant on the metal. It is easily washed off the steel with coolant with hot water (35-50 °C) and technical detergents solutions, which ensures the requirements of customers for the cleanliness of the metal surface before annealing or coating (paint, electroplating, etc.). Does not increase foaming (undesirable property) of the emulsion. Does not lose its properties regardless of environmental conditions, is not exposed to light and UV radiation.

The additive SP-B-10-0 due to its absolute compatibility, safety and non-toxicity can be used in emulsions and oils of any type while: reducing the anti-corrosion properties of the coolant as an inhibitor, for treating infected coolant as a bactericide, preventing contamination due to poor preparation emulsion system (tanks, sumps, channels, etc.) before refilling, prolonged equipment downtime without bubbling or emulsion circulation, lack of coolant control on oil leakage, biodegradation and pH. Corrosion causes billions in losses annually / Corrosion is the main cause of pipeline transport failures / Improving equipment corrosion protection methods. / Corrosion control is performed using protective coolant. / Metal corrosion inhibitors are considered one of the most effective and efficient methods to combat chemical destruction. / The release of industrial new innovative universal complex additives - water-soluble concentrates of corrosion inhibitors and deferred I salts series SP-B is mastered by OOO "Spektroplast" in 2004. / bactericide SP-B-10-0.

Significantly reduces its decomposition, extends the service life of coolant, reduces by 30-50 % or 50-150 kg / 1m³ the consumption of coolant concentrate for its replacement and adjustment, increases 10-50 times the anti-corrosion properties of the emulsion, it can be used to protect the surface of carbon steels and cast iron from atmospheric corrosion in covered storage conditions for at least 30 days, reduces the biodegradation of the coolant by bacteria by 2-4 points, increases the pH of the coolant by 0.2-0.5 units, prevents the deposition of hardness salts on the metal and reduces their impact on properties Coolant It is moderately hazardous and non-flammable and non-explosive, has a lower price, does not contain substances harmful to humans and the environment, including chromates, phosphates, salts of heavy metals. Improves working conditions when used in coolant. Does not have a sensitizing effect, does not have a local irritant action regardless of concentration in contact with the skin and in the stomach, mucous membranes of the eyes and respiratory organs, which is very important when it comes to contact with coolant when preparing and using it on equipment or hardware. requires special protection measures, easily diluted with cold water when mixed, which saves time for its preparation and significantly speeds up the correction of coolant after downtime. Does not darken the bright and transparent coating of the coolant on the metal. It is easily washed off the steel with coolant with hot water (35-50 °C) and technical detergents solutions, which ensures the requirements of customers for the cleanliness of the metal surface before annealing or coating (paint, electroplating, etc.). Does not increase foaming (undesirable property) of the emulsion. Does not lose its properties regardless of environmental conditions, is not exposed to light and UV radiation.

The additive SP-B-10-0 due to its absolute compatibility, safety and non-toxicity can be used in emulsions and oils of any type while: reducing the anti-corrosion properties of the coolant as an inhibitor, for treating infected coolant as a bactericide, preventing contamination due to poor preparation emulsion system (tanks, sumps, channels, etc.) before refilling, prolonged equipment downtime without bubbling or emulsion circulation, lack of coolant control on oil leakage, biodegradation and pH.

Аннотация

Коррозия приводит ежегодно к миллиардным убыткам. Коррозия – главная причина разрушений трубопроводного транспорта. Происходит совершенствование способов анти-коррозионной защиты оборудования. Борьба с коррозией осуществляется с использованием защитных смазочно-охлаждающих жидкостей. Ингибиторы коррозии металлов считаются одним из самых действенных и эффективных методов борьбы с химическим разрушением. Выпуск промышленных новых инновационных универсальных комплексных добавок – водорастворимых концентратов ингибиторов коррозии и отложения солей серии СП-В освоен

специалистами ООО «Спектропласт» в 2004г./ Бактерицида СП-В-10-0.

Исследования свойства эмульсий, приготовленных с добавкой ингибитора коррозии СП-В-10-0, показали, что добавка 0,05-0,1% СП-В-10-0, или 0,5-1 кг на 1 м³ СОЖ: значительно снижает ее разложение, продлевает срок службы СОЖ, снижает на 30-50 % или 50-150 кг / 1 м³ расход концентрата СОЖ на ее замену и корректировку, увеличивает в 10-50 раз антикоррозионные свойства эмульсии, она может использоваться для защиты поверхности углеродистых сталей и чугуна от атмосферной коррозии в крытых условиях хранения не менее 30 суток, снижает биопоражение СОЖ по бактериям на 2-4 балла, увеличивает рН СОЖ на 0,2-0,5 единицы, препятствует отложению солей жесткости на металле и снижает их влияние на свойства СОЖ; является умеренно опасным и негорючим и невзрывоопасным продуктом; имеет меньшую цену; не содержит вредных для человека и окружающей среды веществ, в т.ч. хроматов, фосфатов, солей тяжелых металлов; улучшает условия труда при его использовании в СОЖ; не обладает сенсibiliзирующим действием, при попадании на кожу и в желудок; на слизистые оболочки глаз и в органы дыхания не оказывает местно-раздражающего действия вне зависимости от концентрации, что очень важно при контакте с СОЖ при приготовлении и использовании ее на оборудовании или металлоизделиях; не требует специальных мер защиты, легко разводится холодной водой при перемешивании, что экономит время на ее приготовление и значительно ускоряет корректировку СОЖ после простоев; не затемняет светлое и прозрачное покрытие СОЖ на металл; легко смывается со стали вместе с СОЖ горячей водой (35-50 °С) и растворами технических моющих средств, что обеспечивает требования заказчиков по чистоте поверхности металла перед отжигом или нанесением покрытий (краска, гальваника и т.п.); не увеличивает пенообразование (нежелательное свойство) эмульсии; не теряет своих свойств независимо от условий окружающей среды; не подвержен действию света и УФ-излучения.

Добавка СП-В-10-0 в виду его абсолютной совместимости, безвредности и нетоксичности может применяться в эмульсиях и маслах любого типа при: снижении антикоррозионных свойств СОЖ в качестве ингибитора, для лечения зараженных СОЖ в качестве бактерицида, профилактике обсеменения из-за некачественной подготовки эмульсионной системы (емкости, отстойники, каналы и т.д.) перед заправкой, длительных простоев оборудования без барботажа или циркуляции эмульсии, отсутствия контроля СОЖ по содержанию масел утечки, биопоражения и рН.

Коррозия приводит ежегодно к миллиардным убыткам во всех промышленно развитых странах, в которых ущерб от коррозии составляет от 2 до 4% валового национально продукта. Так, в США, по последним данным NACE (международная ассоциация инженеров-коррозионистов (NACE — «National Association of Corrosion Engineers») ущерб от коррозии и затраты на борьбу с ней составили 3,1% от ВВП, в Германии этот ущерб составил 2,8% от ВВП. В России за год производят проката из черных металлов около 47 миллионов тонн, из которых по данным Института физической химии РАН коррозия съедает до 10%, а в денежном выражении потери составляют сотни миллионов рублей.

Основной ущерб, причиняемый коррозией, заключается и в потере металла как такового, и в огромной стоимости изделий, разрушаемых коррозией. Потери металла с учетом массы вышедших из строя металлических конструкций, изделий, оборудования составляют от 10 до 20 % годового производства стали. Ещё больший ущерб составляют косвенные потери. Это простои оборудования при замене поврежденных деталей и узлов, утечка продуктов, нарушение технологических процессов, затраты на мероприятия по защите от коррозии.

Коррозия в ее разнообразных видах – главная причина разрушений трубопроводного транспорта – самого распространенного способа доставки жидких и промышленного газообразных сред в мире, т.к. большинство трубопроводов металлические. В настоящее время на территории России эксплуатируется 350 тыс. км промышленных трубопроводов. Трубопроводы транспортируют воду, нефть и нефтепродукты, газ и т.д. Ежегодно на нефтепромысловых трубопроводах происходит около 50-70 тыс. отказов. 90% отказов являются следствием коррозионных повреждений. На ежегодную замену нефтепромысловых сетей расходуется 7-8

тыс. км труб или 400-500 тыс. тонн стали. Например, в Западной Сибири для нефтесборных трубопроводов большого диаметра характерны коррозионные разрушения в форме протяженных канавок, расположенных строго по нижней образующей труб. В начальной стадии разрушение представляет собой следующие друг за другом язвенные углубления, которые в последующем сливаются в непрерывную канавку шириной 20-60 мм и длиной 5-20 м.

Коррозия является основной причиной нарушений надежности централизованных систем теплоснабжения и повреждения трубопроводов систем отопления, горячего и холодного водоснабжения и их стоков, которые есть на производствах и в каждом современном доме, в населенных пунктах построены сети надземных и подземных распределительных трубопроводов.

Развитие всех отраслей промышленности, таких как химия и нефтехимия, энергетика, автомобилестроение, машиностроение, судо- и авиастроение, строительная и мебельная индустрия и др. невозможно без применения высокоэффективных хладоносителей и ингибиторов коррозии.

Исследования и совершенствование способов антикоррозионной защиты, оборудования и самого производства, как с точки зрения технологии, так и с позиции финансовых затрат, экологических аспектов требуется проводить на всех участках производства и эксплуатации металлопродукции.

Различают два основные причины коррозии: электрохимические и химические реакции, которые сопровождаются окислением металла и легирующих его элементов. При наличии влаги оксиды превращаются в гидроксиды – рыхлые осыпающиеся продукты, цвет которых определяется цветом гидроксида основы металла. На стали – это оксиды и гидроксида железа и легирующих элементов от светло – желтого до бурого цвета, на цинке – белого, на меди и ее сплавах – от голубого до черного, на алюминии – темно-серого. Большое внимание теперь уделяется и биокоррозии, которая вызывается активной жизнедеятельностью микроорганизмов (микробов) с размером менее 0,1 мм, которые попадают в СОЖ из воздуха, из загрязнений разного вида при контакте с кожей работников и работающим оборудованием. В помещении со влажным микроклиматом появляются и прорастают споры вездесущей плесени и грибка.

В настоящее время на долю биокоррозии приходится значительное разрушение трубопроводов. В почвах и природных поверхностных водах содержится огромное количество микроорганизмов - бактерии, грибки, водоросли, простейшие и т.д., но коррозию металла инициируют в большинстве случаев именно бактерии из-за высокой скорости их размножения и активности в химических преобразованиях окружающей среды. Протекание процесса микробиологической коррозии обусловлено тем, что вызывающие её анаэробные бактерии (жизнедеятельность при отсутствии кислорода) и аэробные (в присутствии кислорода) находятся во влажной или водной среде, где также присутствуют нужный им азот. Участие плесени и дрожжей в активации коррозии выражается в резком снижении концентрации или свойств таких компонентов СОЖ как ингибиторы, главных составляющих антикоррозионной защиты металла.

Микроорганизмы в процессе жизнедеятельности выделяют такие продукты как углекислота и сероводород, которые снижают pH СОЖ и разрушают железо до карбонатов, сульфида железа, оксидов и гидроксидов. Для борьбы с микроорганизмами и их предотвращения используются специальные составы, сильные окислители, разрушающие клетки химическим ожогом, называемые дезинфекторами или в промышленности - биоцидами, из них бактерициды подавляют бактерии, и фунгициды подавляют микрогрибы. Большинство консервантов подавляет микроорганизмы в одно-двух направлениях, наиболее трудно удалить дрожжи. Биоциды – агрессивные жидкости, в их состав на основе воды входят формальдегид, хлоргексидин, фенол, щелочь или органические кислоты, спирты, ПАВы, ацетон и другие горючие вещества, которые могут вызвать отравление или ожог. К неорганическим фунгицидам в первую очередь относятся соли тяжелых металлов, особенно меди, например, медный купорос в смеси с бихроматом калия или натрия. В работающую эмульсию биоциды

вводят в профилактической дозе для превентивной (поддерживающей) обработки, чтобы не допустить попадания и роста микроорганизмов в СОЖ, или в шоковой дозе для ударной обработки и подавления образовавшихся колоний.

Степень коррозии определяются маркой металла и свойствами коррозионно-опасной среды, с которой контактирует не только наружная, но и внутренняя поверхность изделия из труб, в том числе и трубопровода. Коррозия внутренней поверхности трубопроводов имеет место в основном при перекачке водных сред, особенно если в них растворены коррозионно-опасные вещества: кислоты, щелочи, минеральные соли и ряд других элементов. Такая ситуация реализуется на всех водоводах, в частности в системах отопления и горячего водоснабжения, сточных водах промышленных предприятий и в системах нефтесбора (в РФ в добываемой из скважин нефти содержится до 99% воды!).

Агрессивность воды, протекающей по трубопроводу, зачастую обусловлена обработкой воды хлором или процессами коагуляции и флокуляции, происходящими в воде непосредственно на станции водоподготовки, а также содержанием в воде растворенных воздуха и углекислого газа, кислорода, хлора, карбонатов и бикарбонатов. Феномен коррозии может быть обусловлен недостаточно сбалансированным составом протекающей по трубам жидкости, повышением ее температуры, некорректным сочетанием различных металлов или, наконец, недостаточным вниманием к защите трубопровода.

Борьба с коррозией осуществляется с использованием защитных покрытий для трубопроводов (внутренних или внешних), а также принятием усиленных мер по химической обработке смазочно-охлаждающей жидкости, используемой при металлообработке, или жидкости, протекающей внутри трубопровода, с целью скорректировать их коррозионные свойства. Химическая обработка передаваемых сред осуществляется применением ингибиторов и поверхностно-активных веществ (ПАВ). Добавлением в воду соответствующих ингибирующих веществ можно затормозить процесс коррозии, редуцируя ее до менее опасных проявлений (равномерная коррозия вместо глубокой локальной), а также способствовать – при помощи химической реакции – образованию известковых отложений, которые, плотно прилипая к металлу, образуют покрытие, защищающее его от коррозионного воздействия. Применять реагенты в водопроводных сетях питьевого назначения разрешено при условии соблюдения требований, установленных действующими санитарно-эпидемиологическими регламентами.

Вследствии коррозии трубопроводов, особенно транспортирующих пластовые воды, из-за образования окалины происходит засорение нефтепроводов. Состояние внутренней поверхности трубы (шероховатая, гладкая, полированная) влияет на образование парафиновых отложений на стенках труб. Коррозия увеличивает шероховатость стенки труб и способствует отложению парафина, т.к. при турбулентном режиме движения интенсифицирует перемешивание потока, а, следовательно, и выделение газа и парафина из нефти непосредственно у стенок труб. Основной способ борьбы с отложениями солей - химический для водонерастворимых солей. Например, водный раствор гексаметафосфата $(\text{NaPO}_3)_6$ образует коллоидный раствор, который не дает осадка солей. Также с отложениями водонерастворимых солей легко можно бороться также с помощью растворов соляной кислоты. Однако применение растворов соляной кислоты быстро приводит к порче оплетки кабеля для насоса и усиленной коррозии оборудования, поэтому здесь также важна роль ингибиторов.

Ингибиторы коррозии металлов считаются одним из самых действенных и эффективных методов борьбы с химическим разрушением. Даже малые количества ингибитора способны замедлить и полностью остановить протекание нежелательных процессов. Они находятся во взаимодействии с продуктами, возникающими во время реакции или с теми центрами, где протекают превращения, и адсорбируются на поверхность, после чего наблюдается торможение как анодных, так и катодных реакций. Ингибиторы делятся на виды в зависимости от нескольких факторов — способа покрытия, механизма действия, химической природы.

Выпуск промышленных новых инновационных универсальных комплексных добавок –

водорастворимых концентратов ингибиторов коррозии и отложения солей серии СП-В освоены специалистами ООО «Спектропласт» в 2004 г. Эти концентраты имеют широкий спектр действий от снижения коррозионной активности и осадко (соле) образования воды до повышения стабильности ее теплофизических свойств. Ингибиторы коррозии и отложения солей для воды марки СП-В позволяют в десятки раз уменьшить коррозионную активность воды и ее склонность к выпадению осадков при одновременном уменьшении коррозионной агрессивности паров воды. Концентраты СП-В изготавливаются по ТУ 2415-006-11490846-04, являются нетоксичными и экологически безопасными и имеют санитарно-эпидемиологическое заключение № 77.01.12.241.П.12016.05.4 от 31.05.04, рекомендующие его применение на пищевых производствах и в жилых домах. Концентраты ингибиторов коррозии марки СП-В имеют рекомендации ОАО «Всероссийский научно-исследовательский институт коррозии», ОАО «МОСПРОЕКТ», одобрены и применяются в АО «Московский трубный завод «ФИЛИТ».

Концентраты непосредственно добавляют в воду от 1 до 10 % масс от общего количества воды. Срок эксплуатации СП-В в системах с малой подпиткой воды составляет 5 лет и может быть пролонгирован по результатам мониторинга.

Графике показывает скорость коррозии, выраженная в мм в год, с использованием ингибитора СП-В и без его применения. Фото представляет внешний вид трубы, эксплуатировавшейся в течение 5 лет на участке водооборотной системы: слева разрез трубы, эксплуатировавшейся без ингибитора СП-В; справа разрез трубы, эксплуатировавшейся с ингибитором СП-В.

Преимущества использования ингибиторов серии СП-В:

- СП-В не содержит в своем составе вредных для человека и окружающей среды веществ, в т.ч. хроматов, фосфатов и солей тяжелых металлов;
- концентраты СП-В просты в применении, легко наносятся на внутренние и внешние металлические поверхности любой формы, не требуют специальных мер безопасности и утилизации при работе с ними;
- благодаря хорошей текучести и наличию летучих ингибиторов коррозии может проникать в труднодоступные места металлических конструкций, обеспечивая защиту от коррозии в водной среде, в полупогруженном состоянии и после опрессовки.

Области применения ингибиторов серии СП-В: системы коммунального и индивидуального отопления жилых зданий и сооружений, водооборотные системы, предназначенные для охлаждения формующего и калибрующего инструмента, обработка любых металлических поверхностей перед применением лакокрасочного покрытия; консервация подготовленной металлической поверхности; системы охлаждения двигателей внутреннего сгорания, в т.ч. тепловозные дизели.

Вдвойне осложняется борьба с коррозией в отопительных системах промышленных зданий из-за отложения солей жесткости и продуктов коррозии на внутренних стенках труб систем отопления и охлаждения, для очистки оборудования от ржавчины и солей жесткости разработаны и выпускается составы серии СП-ОМ допущены к использованию Центром Госсанэпиднадзора. СП-ОМ представляют собой комбинацию водорастворимых органических и неорганических веществ, позволяющих эффективно удалять ржавчину с поверхности металлических изделий, конструкций и оборудования, а также масла, жир или защитные покрытия, которые могли применяться во время изготовления, строительства или хранения элементов системы отопления (трубопроводов, металлических конструкций).

Ингибиторы, неорганические и органические, для повышения антикоррозионных свойств в малых количествах входят в состав эмульсий и должны применяться при эксплуатации эмульсий для увеличения срока хранения изделий в крытых условиях, также как и бактерициды для защиты от микробиологического поражения, которые делятся на бактерициды, поражающие бактерии, и фунгициды, препятствующие росту микроорганизмов в СОЖ, эмульгаторы и стабилизаторы, повышающие рН. В качестве ингибиторов применяются карбоновые кислоты и ее производные, щелочные и алкиламиновые соли.

В настоящее время для применения в эмульсиях разработан и работает больше 1 года

на Московском трубном заводе в эмульсии на всех операциях на металлообрабатывающих станках и оборудовании производства металлопроката и труб (шлифование, формовка, сварка, калибровка, редуцирование, резка и пр.) Новый инновационный универсальный водорастворимый концентрат ингибиторов коррозии и отложения солей марки СП-В-10-0 на основе комплексных добавок, который применялся для обработки любых металлических поверхностей перед применением лакокрасочного покрытия и консервации подготовленной металлической поверхности и в др.целях.

СП-В-10-0 работает в воде как ингибитор, а в СОЖ кроме ее ингибирования работает как сильный биоцид, т.к. подавляет ее биопоражение и в равной степени эффективности действует в отношении грамотрицательных и грамположительных бактерий, вирусов, грибов, в том числе плесневых, дрожжевых и дрожжеподобных. СП-В-10-0 заменяет импортные биоциды марок Grotan (США) и MultanD (Германия), также действует как очистители систем СОЖ марок CleanWay и MultanS, и его можно вводить при необходимости повышения не только ее антикоррозионных свойств, но и стабильности и срока службы.

Накопленные нами при внедрении на станах экспериментальные данные по многим типам российских и импортных бактерицидов показали, что до 2016 года бактерициды фирмы Хенкель –Мултан-Д, а также бактерициды с фунгицидным свойством Мултан-Д2 и Grotan (США) являлись наиболее эффективными. Гротан снижает 2-3 балла бактериальное заражение, на 1-2 балла плесневое и на 0,5-1 балл – дрожжевое заражение.

Исследования показали, что добавка в СОЖ нового российского высокоэффективного ингибитора коррозии - бактерицида СП-В-10-0, как наиболее прогрессивного, экономичного средства позволила улучшить качество СОЖ в процессе эксплуатации за счет подавления микроорганизмов и повышения ее стабильности и повысить срок антикоррозионной защиты стали до 5 лет вместо традиционных со сроком защиты не более 6 месяцев.

Исследования физико-химических, антикоррозионных и эксплуатационных свойства эмульсий, приготовленных с добавкой ингибитора коррозии СП-В-10-0, показали, что добавка 0,05-0,1% СП-В-10-0, или 0,5-1 кг на 1 м³ СОЖ:

- значительно снижает ее разложение и образование маслоотходов, увеличивает стабильность СОЖ;
- продлевает срок службы СОЖ на оборудовании более чем, на 30 суток;
- снижает на 30-50% или 50-150 кг/1м³ расход концентрата СОЖ на ее замену и корректировку;
- увеличивает в 10-50 раз антикоррозионные свойства эмульсии (проверялись по чугунной стружке согласно DIN51360/2, а также при хранении образцов стали 10 в коррозионно-агрессивной среде 5% соляного тумана NaCl согласно ГОСТ 9.054), благодаря чему она может использоваться для защиты поверхности углеродистых сталей и чугуна от атмосферной коррозии в крытых условиях хранения не менее 30 суток;
- снижает биопоражение СОЖ по бактериям на 2-4 балла, по микогрибам и дрожжам – на 1-2 балла (контролировалось по биотестам марки Microcountcombi); уменьшает адгезию микроорганизмов к поверхности, а значит их размножение.
- увеличивает рН СОЖ на 0,2-0,5 единицы;
- препятствует отложению солей жесткости на металле и снижает их влияние на свойства СОЖ;
- в отличие от вышеуказанных импортных реактивов является умеренно опасным и негорючим и невзрывоопасным продуктом, имеет меньшую цену;
- не содержит вредных для человека и окружающей среды веществ, в т.ч. хроматов, фосфатов, солей тяжелых металлов;
- улучшает условия труда при его использовании в СОЖ, т.к. используется с небольшой концентрацией, повышает величину рН СОЖ на 0,2-0,5 ед., резко снижает ее биоопасность из-за уменьшения образования био- и микотоксинов;
- не обладает сенсibiliзирующим действием, при попадании на кожу и в желудок, на слизистые оболочки глаз и в органы дыхания не оказывает местно-раздражающего действия вне

зависимости от концентрации, что очень важно при контакте с СОЖ при приготовлении и использовании ее на оборудовании или металлоизделиях, не требует специальных мер защиты;

- имеет приятный запах;
- легко разводится холодной водой при перемешивании, что экономит время на ее приготовление и значительно ускоряет корректировку СОЖ после простоев;
- не затемняет светлое и прозрачное покрытие СОЖ на металле;
- легко смывается со стали вместе с СОЖ горячей водой (35-50 °С) и растворами технических моющих средств, что обеспечивает требования заказчиков по чистоте поверхности металла перед отжигом или нанесением покрытий (краска, гальваника и т.п.);
- не увеличивает пенообразование (нежелательное свойство) эмульсии;
- не теряет своих свойств независимо от условий окружающей среды, не подвержен действию света и УФ-излучения.

Добавка СП-В-10-0 в виду его абсолютной совместимости, безвредности и нетоксичности может применяться в эмульсиях и маслах любого типа при:

- снижении антикоррозионных свойств СОЖ в качестве ингибитора;
- для лечения зараженных СОЖ в качестве бактерицида;
- профилактике обсеменения из-за некачественной подготовки эмульсионной системы (емкости, отстойники, каналы и т.д.) перед заправкой;
- длительных простоев оборудования без барботажа или циркуляции эмульсии;
- отсутствия контроля СОЖ по содержанию масел утечки, биопоражения и рН;
- попадания в эмульсию минеральных масел, которые способствует расслоению эмульсии, т.е. к появлению на ее поверхности масляной пленки или «пенистых верхушек», так называемые пеномаслоотходов (ПМО). Они легче эмульсии и не перемешиваются с ней, что приводит к ухудшению ее стабильности и антикоррозионных свойств. Слой ПМО создает препятствия, мешающие контактировать воздуху с эмульсией и является признаком начала процесса разложения СОЖ. ПМО необходимо химически разрушать (переводить в водосмешиваемое состояние) добавкой в емкость при работе стана очистителя системы, представляющего собой смесь эмульгаторов и ПАВ. Наиболее известную марку ПЗ - Мултан – С добавляют в концентрации 0,1-0,5 % (1-5 г/л) согласно объемов емкостей станков или станов. СП-В-10-0 также эмульгирует выделившиеся масла и повышает стабильность эмульсии. Эффективность разрушения пены особенно важна, когда из-за ее высокой вязкости насосы оборудования не могут подать СОЖ в систему стана или удалить пеномаслоотходы из емкостей;
- снижения рН в качестве очистителя или стабилизатора системы СОЖ.

Удаление микроорганизмов необходимо, потому что они проникают во весь объем СОЖ, что и приводит к таким последствиям как:

- ускорение появления химической и биокоррозии металла, обработанного с использованием зараженной СОЖ;
- изменение химсостава (в течение суток микроорганизмы способны «съесть» до 30% углеводородных компонентов СОЖ, в 1-ю очередь – ингибиторов, и СОЖ может стать коррозионно-агрессивной);
- появление неприятного запаха гнили (из-за образования сероводорода) или кислоты (из-за образования органических кислот);
- создание биопленки на поверхности СОЖ, в которой кроме живых микроорганизмов находится погибшие и продукты их разложения.
- Биопленка закупоривает фильтры и форсунки, вызывает закисление СОЖ и микробную коррозию металла;
- изменение физико-химических свойств СОЖ: уменьшение рН, ее расслоение, разложение ингибиторов, уменьшение охлаждающих и смазывающих свойств;
- ухудшение качества продукции, особенно из-за появления на ней коррозии;
- сокращение срока службы оборудования;
- экономические последствия в виде затрат на ремонт оборудования, затрат на внепла-

новые замены СОЖ , т.е. на концентрат, работу и утилизацию;

- угроза здоровью работников от лигионелл, микобактерий, канцерогенной плесени, их токсинов.

Экономическая эффективность СП-В-10-0

Замена ранее применявшихся СОТС и использование С П-В-10-0 привела к:

- снижению брака по коррозии, повышению производительности оборудования и технологической эффективности;
- снижению затрат на покупку эмульсола и вспомогательных веществ,
- увеличению срока службы СОЖ;
- снижению затрат на транспорт, хранение, приготовление, эксплуатацию, регенерацию и утилизацию.

УДК 621.365

FIELD MEASUREMENTS AND INVESTIGATION OF SUPERMARKET REFRIGERATION EQUIPMENT

ПОЛЕВЫЕ ИЗМЕРЕНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЯ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ СУПЕРМАРКЕТА

Konstantinov I.^a

Khmelniuk M.^b, Doct. Tech. Sc., professor

Yakovleva O.^c, Cand. Tech. Sc., associate professor

Odessa National Academy of Food Technologies,
st. Kanatna 112, Odessa, 65039, Ukraine

E-mail: a – ikonstantinov9@gmail.com; b – hmel_m@ukr.net ; c – osarja@gmail.com

Abstract

Supermarket owners are looking for commercial refrigeration equipment in order to reduce electricity costs. With advancement in technologies, companies are moving towards introducing smart refrigeration system equipped with sensors. These sensors help in controlling the temperature and also provides temperature monitoring of refrigeration units. Low-power wireless solutions are also being developed, eliminating the cost of inaccurate and manual monitoring of refrigerator units. Persistence Market Research anticipates the global commercial refrigeration equipment to experience a steady growth throughout the forecast period from 2017 to 2026. The global commercial refrigeration equipment market is also projected to be valued at the US\$ 45,913.5 million revenues towards the end of the forecast period. This study is based on field measurements which were carried out in "JUKA-Invest" LTD laboratory. A number of experiments are carried out over pilot units and the detected temperatures were validated. The research site is developed by specifications, guidelines or characteristics that can be used consistently to ensure that materials, products, processes and services are fit for their purpose in accordance with ISO 23953-2: 2015 (E). Pilot Units are equipped with a modern data monitoring system. All equipment has been certified and complies with international standards. This part of the study investigates the performance of the freezer compartment M400S+. Using the field measurements, low temperature level cooling demands and COPs are calculated for peak loads, filtered and averaged to monthly values. The temperature fields are determined taking into account the features of the unit design, revealing the disadvantages and advantages for tested pilot unit. The obtained study results make it possible to determine the thermal fields for commercial refrigeration equipment, to determine the places of excessive thermal load and the ability to collect the input data to start the creation of a

single model for calculating the commercial refrigeration equipment for low temperature units.

Аннотация

Владельцы супермаркетов подбирают коммерческое холодильное оборудование таким образом, чтобы снизить расходы на электроэнергию. С развитием технологий компании переходят на интеллектуальные системы охлаждения, оснащенные датчиками. Эти датчики позволяют поддерживать температуру и обеспечивают мониторинг температуры в холодильных установках. Были разработаны беспроводные решения, исключая затраты на неточный ручной мониторинг состояния холодильных установок. Компания «Persistence Market Research» ожидает, что мировой рынок коммерческого холодильного оборудования будет стабильно расти в течение прогнозируемого периода с 2017 по 2026 год. По прогнозам к концу указанного периода размер мирового рынка коммерческого холодильного оборудования будет на уровне 45 913,5 млн. долларов США. Данное исследование основано на результатах полевых измерений, которые проводились в лаборатории "JUKA-Invest". Ряд экспериментов проводился на пилотных установках, на которых были подтверждены полученные температуры. Методика исследований разработана в соответствии со спецификациями, руководящими принципами или характеристиками, которые могут последовательно использоваться для обеспечения соответствия материалов, продуктов, процессов и услуг их назначению согласно ISO 23953-2: 2015 (E). Пилотные установки оснащены современной системой мониторинга. Все оборудование сертифицировано и соответствует международным стандартам. В части исследования рассматривается производительность морозильного отделения M400S+. На основе результатов полевых измерений были рассчитаны тепловая нагрузка и коэффициент COP при низкой температуре и наиболее тяжелых условиях, далее произведена фильтрация данных и усреднение до месячных значений. Температурные поля определены с учетом особенностей конструкции холодильной установки, выявлены недостатки и преимущества для тестируемой пилотной установки. Полученные результаты исследований позволяют определить тепловые поля для торгового холодильного оборудования, определить места поступления чрезмерной тепловой нагрузки, и дают возможность сбора входных данных, чтобы приступить к созданию единой модели для расчета торгового холодильного оборудования для низкотемпературных холодильных установок.

1. Introduction

The commercial refrigeration sector is moving forward with particular variability, quickly, due to government environmental regulations (Ukraine is trying to change current position and to meet global requirements according environmental standard deployment, protocols and commitment fulfillment) and the pushing on the market low-GWP refrigerants. One more issue is leading to change commercial refrigeration sector may come down to demographics. Global statistics demonstrate that young people are all the time more moving to tightly populated cities where they may not need any personal transport to get all over the place. So they will not have arranged right to use the suburban megastores, that is way supermarket holders will be expected start opening smaller stores in urban areas in order to provide service to this type of customer. And, again, self-contained refrigeration cases may be a good solution, particularly if a supermarket is taking over an existing building that offers less flexibility with the layout.

Manufacturers are responding by rolling out a wide array of new equipment that utilizes all types of refrigerants, providing end users with a number of new options to consider. Below are some of the products that manufacturers have recently introduced. Commercial refrigeration equipment is used to store and display chilled or frozen goods for customer purchase at food retail and service establishments (supermarkets, convenience stores, commissaries, hospitals, restaurants, cafeterias etc.) [1]. Equipment which is common used can be classified into three main system types: stand-alone or self-contained refrigeration systems, remote condensing unit systems, and multiplex rack systems (i.e., supermarket systems). HFC emissions from commercial refrigeration equipment will account for approximately 26% of global HFC emissions in 2020 [2,3]. HFC refrigerant emissions from

commercial refrigeration are released to the atmosphere throughout the lifecycle of equipment—i.e., during equipment manufacture, installation, operation, and at end-of-life.

Supermarket owners put system requirements to ordered equipment as flexibility to meet most any retailer’s refrigeration needs. Equipment must serve many purposes, from grocery stores with small displays to larger stores that want to mimic one continuous unit. Retailers can mix and match refrigerated and freezer cases. This flexibility is what makes low and medium temperature units more cost effective and flexible than the installation of remote condenser systems. The unit’s mobility gives it an edge in the marketplace and makes it valuable to retailers. Refrigeration units which is designed for use with low-temperature zero zone display cases preferably water cooled and use environmentally friendly R-448A refrigerant. Such equipment contains a low refrigerant charge.

This basically cause development of pilot plant and execution a set of experiments by commercial refrigeration manufacture. When creating commercial refrigeration equipment, a lot of attention is paid to numerous experimental tests execution in various climate classes. This is due to the location and design of the main heat exchangers, small dimensions, a variety type of condensation and other aspects will significantly delay the calculation process. Pilot plant design and calculation method used for a wide range of products is a significant and priority task when developing refrigerated equipment. Professionally developed calculations methods for numerical experiments will meaningfully reduce the time for experiments and facilitate the selection of equipment for next stage. Attention should be paid to experimental determination of the heat input and thermal (temperature) fields of the equipment at real time.

2. Material and methods

In a laboratory for scientific research "JUKA-Invest" LTD [4] are conducted a set of experimental case studies and scientifically valid results are provided.

The research area with pilot plant is constructed on the base requirements of concerned standards in accordance with ISO 23953-2: 2015 (E) [5] and is equipped with modern data monitoring and automatic controls system. Equipment used has been certified, and consistent with international standards [6]. Temperature and humidity sensors have refresh rate twice a second. The two-channel ventilation system which includes a humidifier, electric shadows and refrigeration systems supports the climate class in the laboratory. To control all equipment and data processing, the GECO system is used (Fig. 1)

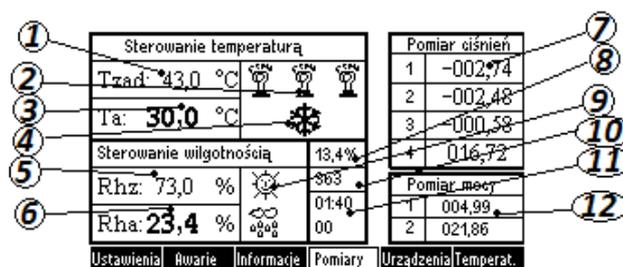


Figure 1 – The control system of heat-humidity regimes.

On the screen you can see the following components:

1. The temperature set by the user that the controller stabilizes.
2. A picture indicating that the heater is on
3. The measured current temperature in the chamber
4. A picture indicating that the compressor has been attached.
5. The humidity value set by the user that the regulator is stabilized.
6. The measured humidity in the chamber at real time.
7. Pressure value measurement. Pressure is given in units in which pressure sensors are most often scaled in strips
8. The value of the second moisture measured from the second humidity sensor
9. The number of remaining days for camera permission.

10. Figures indicating that the humidifier and dryer were attached.

11. Information about the time remaining until the end of the test case and the test number that is being performed. If there is no test has been added at this time, the field is empty.

12. Measurement of power.

This system includes a thermosensitive element for measuring ambient temperature, 12 thermosensitive elements for temperature monitoring in the course of experiments, a humidity sensor for measuring humidity. All sensors have a refresh rate of 0.5 seconds, and a measurement error of 0.2°C.

Also, this system includes an additional software "TEST" to output the results to the PC monitor.

To determine the airspeed of air, a thermoanemometer «testo 405i» with two sensitive elements (airspeed and temperature) is used with the additional software for data output «Smart probes».

Measurement diapason

0 ... 15 m / c

(Indication 0 ... 30 m / c)

-20 ... + 50 ° C

Error

± (0,1 m/c + 5% from changing. The data are presented in diapason: 0 ... 2 m/c)

± (0,3 m/c + 5% from changing. The data are presented in diapason: 0 ... 2 m/c)

± (0,3 m/c + 5% from changing. The data are presented in diapason: 2 ... 15 m/c)

For the data collection low-temperature unit is used, M400S+ model. Taking into account commercial refrigeration systems purpose, it should be noted that there is no any difference with other M400 models which can have impact on system performance and will be under consideration.

Low-temperature unit under investigation work on R404A refrigerant, have compressor with a capacity of 240W, steel condenser tube 22 m. length and 4.7 mm in diameter, aluminum tube of evaporator 28.8 m. length and 8 mm diameter, a capillary tube of 3.3m. length and an internal diameter of 0.9 mm, a heat exchanger for removing overheating from a galvanized tube with a 4.7mm diameter and 4.36 m. length, and a recuperative heat exchanger a pipe-in-pipe type. This model is intended to work within third climatic class, at an ambient temperature of 25°C with 60% related humidity.

2.1 Study conditions

Since this class of refrigeration equipment is not stationary, and may be placed in different temperature-humidity conditions, there are nine predetermined climatic classes (environmental parameters). The most widespread climatic classes used in the territory of Ukraine and Europe are Classes No.3 t-25°C; 60% RH, and No. 7 t-35°C; 75% RH.

The temperature in the refrigeration unit corresponds to the product storage temperature. Most form refrigerated display cases are intended for storing a frozen product (ice cream, frozen vegetables and fruits, semi-finished products, etc.) and corresponds to the temperature level -18°C. ... -24°C.

Table 1 – Climatic Classes

Climate Class	Conditions			
	Temperature of dry-bulb thermometer	Related humidity	Dew-point	Mass of water vapor in dry air
№ п/п	°C	%	°C	g/kg
0	20	50	9,3	7,3
1	16	80	12,6	9,1
2	22	65	15,2	10,8
3	25	60	16,7	12
4	30	55	20	14,8
6	27	70	21,1	15,8
5	40	40	23,9	18,8
7	35	75	30	27,3
8	23,9	55	14,3	10,2

3. Results and Discussion

3.1 Temperature data on glass doors of refrigerated display case.

When considering the design of the refrigerated display case and the placement of the container, it was defined that the air volume between the glass and the loading line is “dead” volume (the air volume which is in between loading line to the crown) behave itself as a heat insulating layer, therefore the heat flux will be accepted as heat transfer from the “dead” air volume into the air of the “useful” volume (the volume used for loading products and is determined by the height of the cage from the bottom to the loading line).

Due to the fact that the display case has radial glass doors arranged at an angle, it was decided to determine the temperature change as a function of the height of the glass and determine the average temperature, place 12 temperature sensors on the area of the doors.

Taking in to account above features, for conducted research in laboratory the following temperatures in the refrigerated display case is defined (Figure 2 and Figure 3):

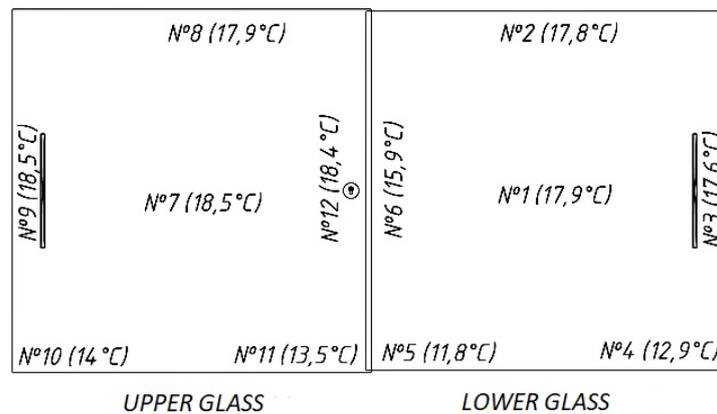


Figure 2 – The placement of thermometers and temperature indicators on glass doors

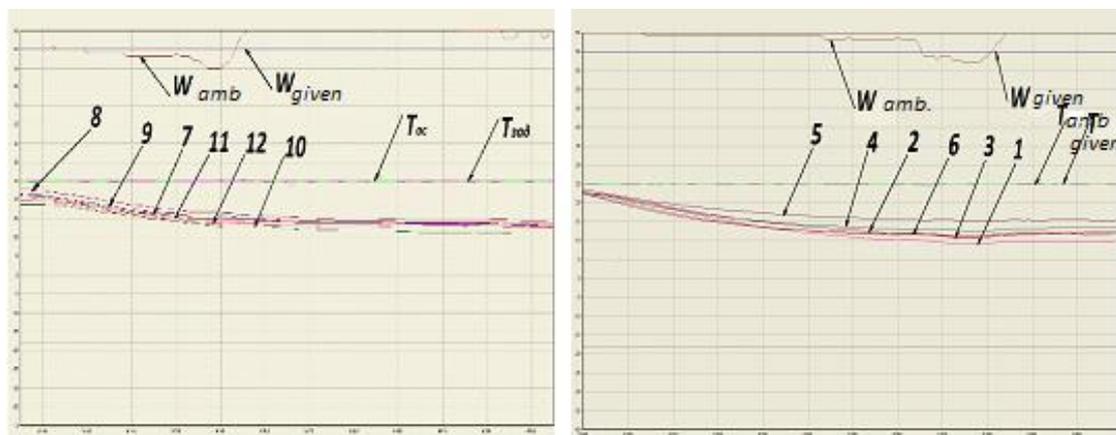


Figure 3 – Schedule of time indications on glass sections

W_{amb} – related humidity; W_{given} – given related humidity; T_{amb} – ambient temperature; T_{given} – given ambient temperature; 1;2;3;4;5;6;7;8;9;10;11;12 - the numbering of the graphs according to the placement on the glass doors

The results of the analysis are shown a maximum temperature drop up to 6.7°C. This indicates the temperature dependence on the height of the sensitive element location on the glass with the natural air movement in the pilot plant.

3.2 Temperatures in the shell in the condenser zone and in the compressor compartment

When considering the heat inflow, you must note the specifics of the particular unit design. Since the condenser is located in the interior of the machine, the wall temperature in the condenser

zone is equal to the condensing temperature; part of the outer shell will heat the condenser, and therefore, in these zones, the temperature will be close to the arithmetic mean between the ambient temperature and the condensing temperature, and the temperature from the side the compressor compartment will be 2-5 °S higher than the temperatures on other walls due to the temperature of the compressor and pre-condenser (Fig. 4., Fig.5).

And since the compressor compartment contains an electric motor with a damper to remove heat from the pre-condenser and cooling the compressor, the temperature in this volume will be significantly higher.

Taking into consideration the design of the refrigerated display case and the site of the winding condenser coil, the logical conclusion is that in the zone of condenser placement on the shell, temperature will be significantly higher than the ambient temperature, and assumed the thermophysical properties of the material, the temperature will spread over the shell.

In zones distant from the condenser, due to a significant difference between the temperature at the interior of the examined object and temperature in the cooled volume, taking into account the insulation thickness, the temperature may fall below the ambient temperature.

Considering the location of the refrigerating system elements in the compressor compartment, it can be concluded that due to the heat inflow from the heat exchanger to remove the overheating of the compressor, in the volume of the compressor compartment the temperature will be significantly higher, and due to the dynamic air movement the temperature is equal to all areas.

During the investigation, temperature sensors were installed in height ribs fixed with aluminum tape HPX ALU / PET50100 at a distance of 100 mm and was insulated from external heat inflow by the insulating tape Insul 50*3mm.

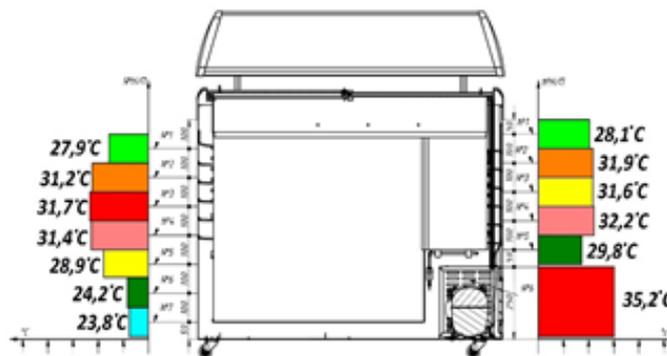


Figure 4 – Temperature reading in the shell of the refrigerated display case.

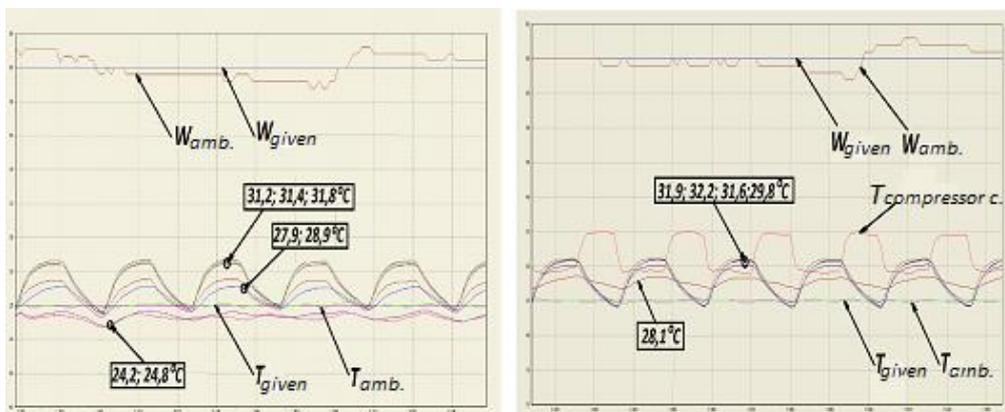


Figure 5 – Graph of temperature reading versus time in the shell of the low-temperature refrigerated case and in the compressor compartment: $W_{amb.RH}$ – related humidity; $W_{givenRH}$ – given related humidity; $T_{amb.}$ – ambient temperature; T_{given} – given ambient temperature; $T_{compressor com.}$ – temperature at te compressor compartiment. $T_{compressor c.} = 35.2^{\circ}C$

Since the compressor compartment contains a motor with propeller for heat removing from a pre-condenser and cooling the compressor, the temperature in this volume will be significantly higher.

In this regard, it is decided to investigate to determine the air speed for the following calculation of heat inflow and heat exchanger for the overheating removal.

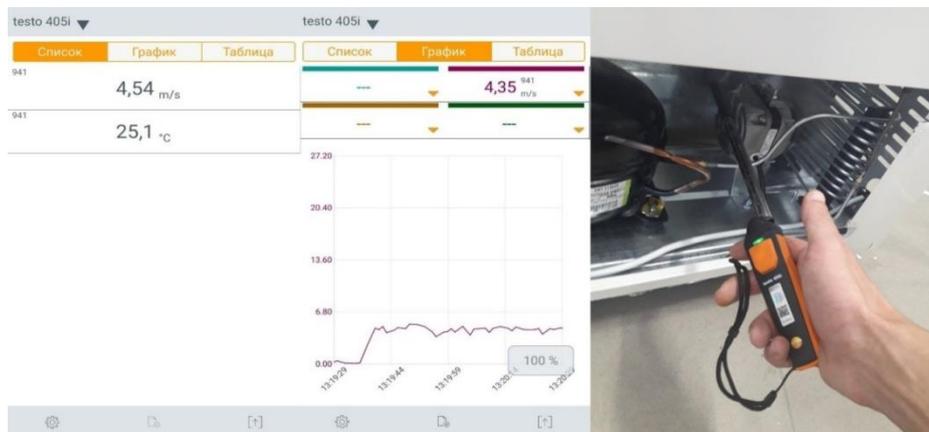


Figure 6 – Air speed measuring at the compressor compartment

The experiment was conducted using the thermoanemometer "testo 405i" (Fig. 6).

The target of this experiment is to confirm the additional heat load on the cooling volume from the condenser and the compressor compartment, and the heat removal through the insulation of the shell.

3.3 Heat inflow through the bottom

Taking into account the design of the compressor compartment and the intense movement of air, the temperature of the outer part of the bottom will be irregular and will decrease in length of the pilot plant (Fig. 7).

When reviewing the design of the investigated object, it should be noted that whetsets or support legs are installed on the each from these type units. Given this feature, and the possibility of air circulation between the compressor compartment and the volume of air under the investigated object, it is possible to predict the temperature of the outer part of the bottom will be irregular and will decrease by the length of the refrigerated display case. The investigation is done in the same way as measuring the thermal load on the shell.

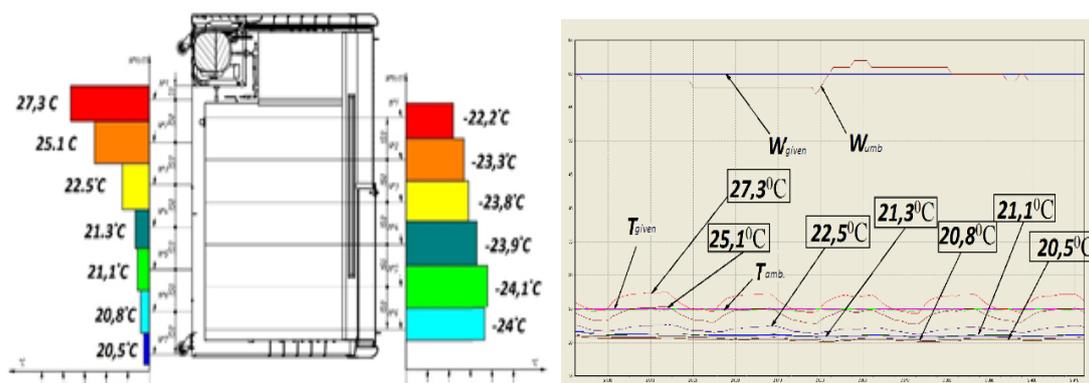


Figure 7 – Graphs of temperature dependence on time at the bottom of the pilot plant: W_{amb} . – related humidity; W_{given} – given related humidity; T_{amb} . – ambient temperature; T_{given} – given ambient temperature

For the demonstrative part of the thermal load, at the bottom of the cooled volume, the sensors are located in parallel.

3.4 Temperature investigation for evaporator

Taking into account the specification of the evaporator (leaf tube), a decision was made to do temperature measurements in the area of the given heat exchanger and graphically depicts the temperature difference along the height of the evaporator (Fig. 8).

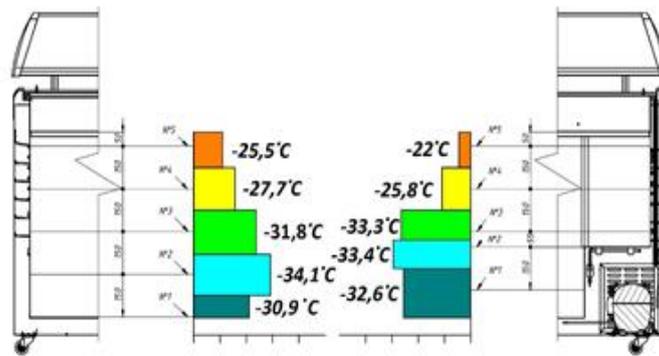


Figure 8 – Temperature reading from evaporator (leaf tube)

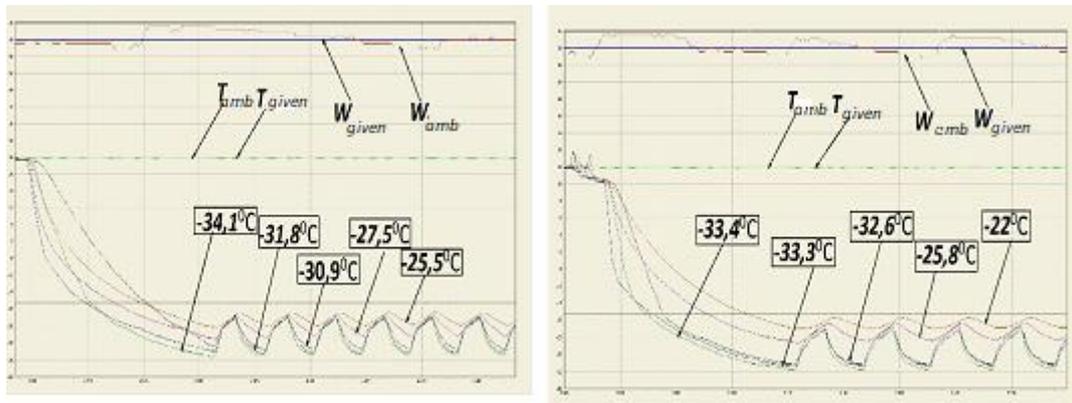


Figure 9 – Graphs of temperature dependence on time:

W_{amb} . – related humidity; W_{given} – given related humidity; T_{amb} . – ambient temperature; T_{given} – given ambient temperature

3.5 Temperatures in the refrigerated volumes

Temperatures in the refrigerated volume are read and depend on thermocouple elements placement according to the height of loaded product stored of the investigated object is shown in Figure 10.

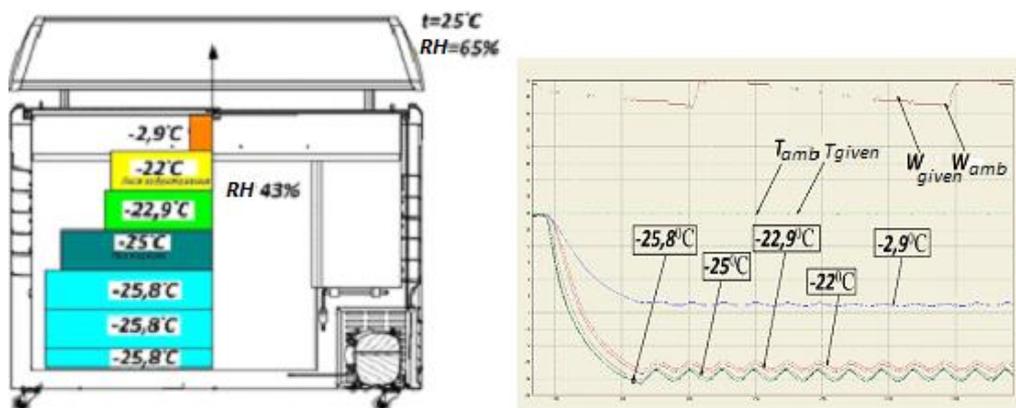


Figure 10 – Temperature reading and graph of temperature dependence on time in the refrigerated volume: W_{amb} . – related humidity; W_{given} – given related humidity; T_{amb} . – ambient temperature; T_{given} – given ambient temperature

The lower temperature is the temperature read from the lower part, and this issues is validated by natural environment (gravity) air movement in the middle of the chamber. The higher temperature is defined in the location product stored is validated by additional heat leakage from the "baskets". The highest temperature reading under the "crown" confirms that "dead volume" behaves as a heat-insulating layer.

The obtained results of experiments done confirm heat load distribution irregularity across all refrigerated unit areas due to the design features of the unit and allow calculating the heat load on the evaporator by the zonal method. ‘

The temperatures correspond to the height in the refrigerated volume and allow graphically to display the filling of the refrigerated volume with cold air.

The graphic representation of the temperatures in height from the outside and the inside of the insulated walls reflects zones of increased heat loads. The major result of experiments enables to develop and calculate the total heat transfer to the refrigerated volume of the pilot plant.

Conclusions

Growing demand for frozen food, and other bakery products stored under low temperature is driving the demand for commercial refrigeration equipment. In a straggle to reduce carbon footprints, the manufacturers develop commercial refrigeration equipment with less or limited energy consumption. In global scale Department of Energy and Environmental Protection Agency are bring together new regulations as well as standards for commercial refrigeration. They have emphasis on energy efficiency improving and as much as possible minimizing environmental impact. To fulfill with the new regulations and strict requirements, companies are capitalizing development costs to new refrigeration system with innovative technology or to redesigning in order to meet standards. Supermarkets are one from the most energy-intensive retail businesses.

To hold one’s finger on the market dynamic pulse is tedious and strenuous work both for research institutes and for manufactory laboratories. "JUKA-Invest” LTD together with Refrigeration and Air-Conditioning Department, ONAFT are conducted experiments give an idea of the temperature fields of the pilot plant as a low-temperature unit compartment M400S+ taking into account the features of the its design, close-fitting the disadvantages and advantages of investigated unit.

The obtained results of experiments make it possible to determine the thermal fields of commercial refrigeration equipment, to determine the places of excessive heat load and the ability to collect the input data to begin the development of a single model for calculating the commercial refrigeration equipment of this class.

References

1. The Air Conditioning, Heating and Refrigeration NEWS (ACHR News) [Electronic resource] – 2015. “Transcritical CO₂ Refrigeration Market Worth \$30.7 Billion by 2020.” September 2015. – Available online at: <http://www.achrnews.com/articles/130595-transcritical-co2-refrigeration-market-worth-307-billionby-2020>
2. United Nations Environment Programme (UNEP) [Electronic resource] – 2015b. “Fact Sheet 4: Commercial Refrigeration.” UNEP Ozone Secretariat Workshop on HFC management: Technical Issues. Bangkok, 20 and 21 April 2015. – Available online at: http://ozone.unep.org/sites/ozone/files/Meeting_Documents/HFCs/FS_4_Commercial_Refrigeration_Oct_2015.pdf
3. Technology and Economic Assessment Panel (TEAP) [Electronic resource] 2015. “Decision XXVI/9 Task Force Report: Additional Information on Alternatives to OzoneDepleting Substances.” June 2015. – Available online at: http://42functions.net/Assessment_Panels/TEAP/Reports/TEAP_Reports/TEAP_Task-ForceXXVI-9_Report-June-2015.pdf
4. TM JUKA [Electronic resource] – Available online at: <https://juka.ua/>.
5. ISO 23953-2:2015(E). Refrigerated display cabinets. – Part 2: Classification, requirements and test conditions - Amendment 1.
6. Ecodesign for commercial refrigeration: Technical Proposals. – 2013. – P.108.

CALCULATION OF EVAPORATION OF A DROP

РАСЧЕТ ИСПАРЕНИЯ КАПЛИ

<p>Bushmanov V.M.^a Kogut V.E.^b, Cand. Tech. Sc., associate professor Khmelnnyuk M.G.^c, Doct. Tech. Sc., professor Zhikhareva N.V., Cand. Tech. Sc., associate professor</p>	<p>Бушманов В.М.^a Когут В.Е.^b, канд. тех. наук, доцент Хмельнюк М.Г.^c, док. тех. наук, профессор Жихарева Н.В., док. тех. наук, доцент</p>
<p>Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine, 65039, Kanatnaya Street, Odessa</p>	<p>Одесская Национальная Академия Пищевых Технологий, Украина, 65039, улица Канатная, Одеса</p>
<p>E-mail: a – vvypio@gmail.com, b – Vek.56@ukr.net, c – hmel_m@ukr.net</p>	

Abstract

There are a number of tasks for which it is necessary to solve the problem of evaporation of liquid droplets. This task was solved many times in various ways. However, these solutions use some assumptions: drops are solid inelastic spheres, there is no coagulation, deformation of the drop. Because of this, the quality of the calculation suffers and there may be a difference in the calculations and experimental data. In order to increase the quality of calculations, we have attempted to add corrections to some of the clarifications that correct some flaws.

Аннотация

Существует множество задач, для решения которых требуется рассмотреть проблему испарения капель жидкости. Эти задачи решались множество раз различными методами. Тем не менее, эти решения основаны на следующих предположениях: капли имеют жесткую неэластичную форму, не происходит коагуляция, деформация капли. Из-за этого качество решения снижается, и между результатами вычислений и экспериментальными данными возникают расхождения. Для увеличения качества результатов вычислений мы предлагаем добавить поправки к некоторым разъяснениям, которые исправляют некоторые недостатки.

Introduction

In this paper, we consider a specific process occurring in the device of an Ejector Contact Heat Exchanger, which is intended for cleaning flue gases and, as a result, improving the condition of the air pools of the territories adjacent to industrial enterprises using the combustion of organic fuels.

The study of the processes occurring during the evaporation of the injected liquid droplets in a contact heat exchanger filter is an important step in obtaining a clear and complete picture that would explain the results obtained in practice. What then can be used to increase the efficiency of this device.

In this paper, the methodology for calculating some processes and the creation of a mathematical model will be considered.

Objects and research methods

We will calculate the evaporation of a group of drops.

The approximate amount of liquid needed to cool the gas was obtained in previous calculations. In which, based on the amount of energy in the volume of flue gases, the required amount of an agent capable of absorbing this energy was calculated.

In the calculation we assume that all the necessary liquid is sprayed on droplets of equal size

of a spherical shape that do not collide and do not stick to the walls of our device, and have equal speed. These are the necessary simplifications for the calculation.

Calculation of the gas temperature change

For the calculated amount of a substance, calculations are made according to a compiled mathematical model of droplet evaporation. Take the size distribution of droplets equal. And the same initial velocity drops during injection. The same is assumed to be the same gas saturation with vapor of the substance throughout the volume [1].

Calculation of heat transfer between droplets of sprayed coolant and flue gas. For a system of finely dispersed droplets of a liquid and the gas surrounding them, let us constitute the law of energy conservation, which includes the quantities of gas and liquid, their temperature and state

By how much heat transfer through the walls of the apparatus we ignore, we can accept that the system is closed. We solve the equation for liquid droplets, taking the heat exchange area equal to the contact area of the group of droplets and the gas surrounding them.

Using the law of conservation of energy composed for the system which includes a group of dispersed fine droplets of liquid that evaporate, and the gas to be cooled.

$$E_0 - E = E_B$$

$$m_0 c T_{k0} + (M_0 C_{p_{pa}} + M_v C_{p_v}) * T_{inf0} - m c T_k + ((M_{h0} + m) C_{p_{pa}} + M_v C_{p_v}) * T_{inf0} = m H$$

$$T_{inf} = \frac{m_0 c T_{k0} - m c T_k + (M_0 C_{p_{pa}} + M_v C_{p_v}) * T_{inf0} - m H}{((M_{h0} + m) * C_{p_{pa}} + M_v C_{p_v})}$$

T_{inf} , T_k – gas temperature in the vicinity of a drop and at a large distance from it;

m_n , m , m_1 is the mass of the evaporating liquid at the beginning of the process, at the end, and the difference between them, c is the heat capacity of the liquid,

C_{pp} is the heat capacity of steam,

C_{pv} is the heat capacity of the liquid,

M_{h0} is the mass of saturated steam at T_{inf} ,

M_v is the mass gas per unit volume.

Having the necessary data using the resulting equation it is possible to obtain the final temperature value. To find out the intermediate values of the calculation made in small steps. The result of the previous calculation becomes the initial data for the subsequent calculation. The calculation is carried out using the fourth order Runge-Kutta method. This is a method of numerical solution of equations, belongs to the class of Euler methods. A feature of the Runge-Kutta method is that it uses several correction factors to clarify the value of each next calculation step, which depends on the number of steps and their “length”.

The driving force of the drop evaporation process is determined by the difference between the partial vapor pressures of the evaporating liquid, away from and above the drop.

$$q_m = \frac{4 * \pi * D_f * M * r * (P_d - P_{h0})}{R * T},$$

q_m is the mass flow;

D_f is the diffusion coefficient;

M is the molecular weight,

r is the drop radius;

P_d is the partial vapor pressure over the drop;

P_{h0} is the partial pressure of saturated vapor;

R is the universal gas constant;

T is the temperature.

Substitute these values into the equation from which we obtain

$$q_m = \frac{4 * \pi * D_f * M * r * \left(2338.8 * \left(e^{\frac{2 * \sigma * M}{\rho g * R * T_{k0} * r} * \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{293} \right)} * e^{-\frac{M * H}{R} * \left(\frac{1}{T_k} - \frac{1}{293} \right)} \right) - 2338.8 * e^{\frac{2 * \sigma * M}{R} * \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{293} \right)} \right)}{R * T}$$

The rate of change of the drop radius is calculated as follows. This equation is obtained by

substituting the partial pressure values into the qm equation. And the definition of the mass of a drop of their radius. In order to obtain a change in the radius of a drop in the process of evaporation, we express its radius from the mass of a drop:

$$m_k = \frac{4}{3} \pi r^3 \rho_l$$

$$rv = - \frac{Df * M * r}{2 * \rho g * R * T_{inf}} * (P_d - P_h)$$

The support of the existing definitions in the equation gives the following result

$$rv = - \frac{Df * M * r}{2 * \rho g * R * T_{inf}} * 2338.8 * \left(e^{\frac{2 * \sigma * M}{\rho g * R * T_k * r}} * e^{-\left(\frac{M * H}{R}\right) * \left(\frac{1}{T_k} - \frac{1}{293}\right)} - v * e^{-\frac{M * H}{R} * \left(\frac{1}{T_{inf}} - \frac{1}{293}\right)} \right)$$

rv – the rate of change of the drop radius.

According to Fuchs's work "Evaporation and Growth of Drops in a Gaseous Medium," the rate of evaporation of a drop in a stationary mode is constant. Strictly speaking, this process cannot be stationary, due to the constant change in the drop radius and, consequently, the evaporation rate. But in the case when the concentration of a vapor droplet in the medium, an insignificant process can be considered quasistationary. The formula for calculating the temperature change during heat exchange taking into account the heat exchange and evaporation of the liquid.

Heat change in the process

Consider two mechanisms for changing heat in the process. Heat transfer between gas and liquid.

As well as the energy carried away by evaporated liquid.

Heat exchange with the environment is determined by the formula [2]

$$q1 = s \lambda / r (T_{inf} - T_k),$$

where s is the area of the heat exchange surface which is in contact with the environment. In our case, this is the surface area of the drop.

$$s = 4\pi r^2.$$

$$q1 = 4\pi r^2 \lambda / r (T_{inf} - T_k).$$

The heat flux during the evaporation of a liquid from the surface of a drop can be expressed as follows.

$$q2 = (cT_k + H) \frac{dm}{dt}.$$

The substance departing from the drop was definitely by us earlier. And we can substitute this value into the equation

$$q2 = -(cT_k + H) - \frac{4\pi Df * r * M}{RT} * (P_d - vP_{h0}).$$

Total heat change:

q1+ q2.

Substitute what we know in the equation after which we get

$$= 4\pi r^2 \frac{\lambda}{r} (T_{inf} - T_k) + \left[-(cT_k + H) - \frac{4\pi Df * r * M}{RT} * (P_d - vP_{h0}) \right]$$

λ – coefficient of thermal conductivity of gas,

v – the amount of evaporating substance in the gas.

The definition is derived from the heat flow equation, which travels from the environment to the drop when the liquid evaporates.

Research behavior drops

In order to eliminate one of the simplified calculations, namely, the condition that the drops are ideal non-changing spheres, a study was conducted of the available information regarding the process of deformation of the drops in flight.

According to the literature found, the shape of a drop is a complex function of its diameter velocity and such characteristics as density and surface tension. Usually all these parameters are combined in one dimensionless quantity Weber number.

In accordance with the data on flow rates and speeds of droplets in it, we obtained the value of Relative velocity of droplets, and based on this parameter, we calculated the number of Weber for several sections of the device.

For each of them, a calculation was made of changes in the shape and area of droplets.

And further on the basis of these data, evaporation of drops was recalculated.

According to the literature, taking into account the true areas of droplets provides a minor clarification of the evaporation process.

Fuchs writes that the refinement averages the speed increase in the evaporation of droplets equal to 2-3%

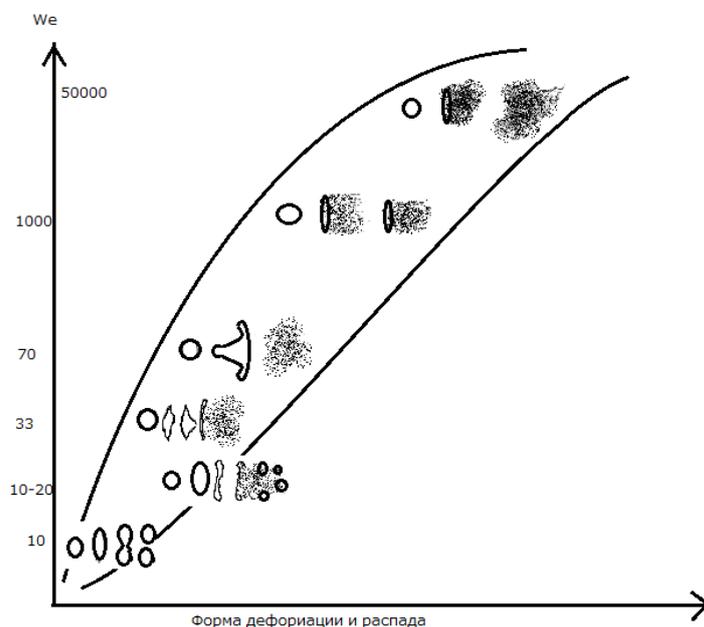


Figure 1 – Drip warp chart

The graph shows how the droplets are deformed and decay as the Weber number increases. At a certain value of this number, the drop during flight passes through certain stages of deformation.

A drop has a critical diameter at which the chances of deformation and further decay are significantly increased. The presence of a critical velocity means that the drop has such a stage at which the deformation is irreversible. When a certain speed is reached, the drop is distorted, but if this speed does not exceed the critical one, then by reducing it, the drop returns to its original forms. When the critical values are reached, small perturbations in the drop can break the drop into several smaller ones.

A drop in flight vibrates due to disturbances arising from the resistance of the oncoming flow and surface tension. If the surface tension of a drop exceeds the force arising when overcoming counter-resistance, the drop remains intact. However, if the surface tension force is significantly less than the drop is deformed and decays.

These values can be shown due to the number of Weber. This number expresses the ratio of active forces of the oncoming flow. And surface tension pressure. The gas pressure at the drop point can be determined as follows.

$$P = \rho u^{2/2}.$$

The surface tension pressure is determined by the Laples formula

$$R_w = 4\sigma / a.$$

$$Pr / Pf \approx We = \rho u^2 a / \sigma.$$

The data obtained for different liquids and the Weber numbers calculated for them are systematized in a table. In which various values and approximate images are entered of how a drop is deformed [3].

For conducting hydrodynamic calculations, there are a number of different methods for calculating turbulent flows. Which differ in accuracy and complexity of calculations, and features of interpretation of the method. Next will be listed some models. After the simplification of the Navier-Stokes equations, in addition to the average velocities, the products of averaged deviations

are added. These deviations are modeled differently.

Thermal diffusion accounting

In the process of calculations, the results of the rate of change of the drop radius did not coincide with the expected and practical research.

Further work showed the need to account for some of the effects.

The calculations of partial gas pressures were revised. This parameter is incredibly important in the calculation because the pressure difference of vapor of the evaporated substance determines the driving force of the process [4].

Also, at high temperatures or in the case of low-boiling liquids, evaporation becomes not a diffusional character but a thermal diffusional character and, therefore, it is necessary to clarify the diffusion value.

It was planned to take into account the wind coefficient, which determines the effect of the velocity of the drop relative to the gas flow, when the droplet evaporates. But consideration of the processes occurring in our device showed that small drops are carried away by the flow and therefore their speed relative to it is either zero or negligible. Based on this, it was decided to accept that the droplets do not move relative to the gas flow [5].

In view of the above, we obtain a working method for calculating the evaporation of droplets at high temperatures.

Results and its discussion

Taking into account the deformation of the droplet surface affects the heat transfer of a low-boiling liquid and the lower the boiling point of the liquid, the greater the influence. The transition to the spraying of droplets for ordinary liquids allows to improve the heat transfer and the deformation of the droplets gives a minimal effect. In a low-boiling liquid, the effect of droplet deformation must be taken into account for a mathematical model. Having the ratio of the speed of flow and the movement of particles in them with the rate of evaporation of droplets can be calculated at what point in the filter of the contact heat exchanger all the droplets evaporate. After carrying out these calculations, we can conclude that with the length of the section of 540 mm and while maintaining the speeds, all the droplets will evaporate in the area of 200 mm from the point of injection of the substance.

Having calculated the rate of evaporation of a drop, now using the Runge-Kutta method, we obtain a graph showing the dependence of the drop radius over time.

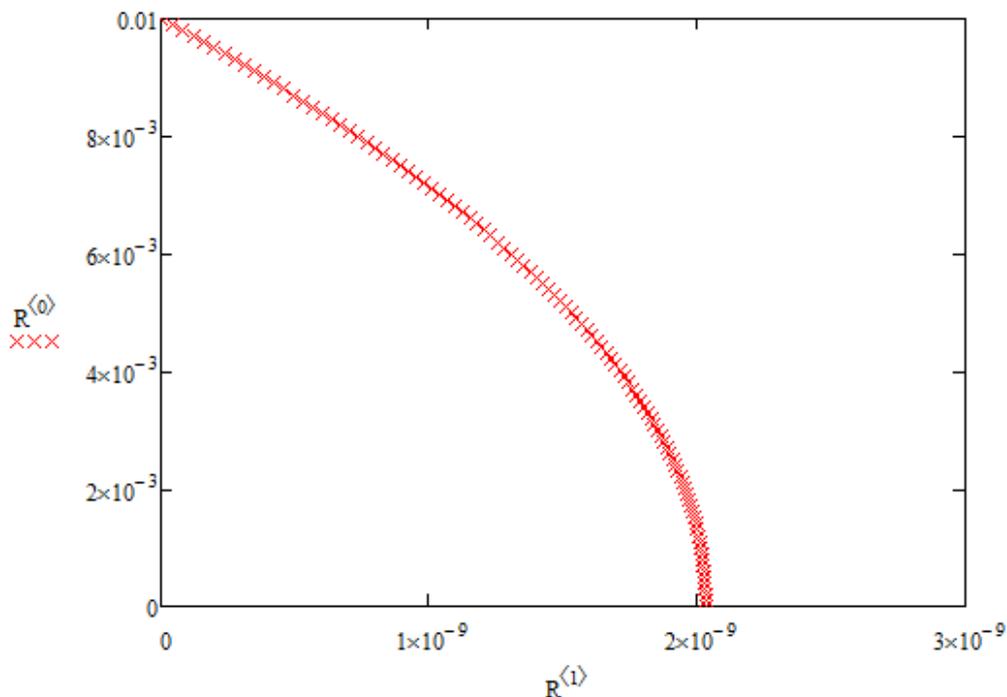


Figure 2 – Evaporation droplet graph

The graph shows that the drop evaporates in a short time $2.031 \cdot 10^{-9}$ seconds. This can be explained by the low boiling point of the agent and the high temperature of the gas. (The large difference between the boiling point of the agent and the gas temperature) By the end of the evaporation process, the rate increases dramatically, which can be explained by a decrease in the drop radius.

When the boiler reaches a certain temperature, these resins break down into relatively harmless components. Accordingly, it is not entirely correct to calculate the gas cooling for one temperature. We choose several averaged temperature values in those areas of the boiler installation where carcinogenic resins are released. These points are 493 K (220°C), 593 K (320°C), 693 K (420°C). Accordingly, for each point, the calculations described above are carried out. The results of calculations of each of the areas are plotted.

The overall dynamics of the process is preserved in those areas for which the calculation was carried out.

The same graph is constructed for the time of evaporation of the droplets at different initial gas temperatures. For a higher initial temperature, the time required for evaporation is increased. This is because more liquid is needed to cool a hotter gas.

Findings

A method and a model were created using which it is possible to obtain data on thermal processes during the evaporation of small droplets in a moving stream. According to her first results obtained. Further it is planned to check these data experimentally.

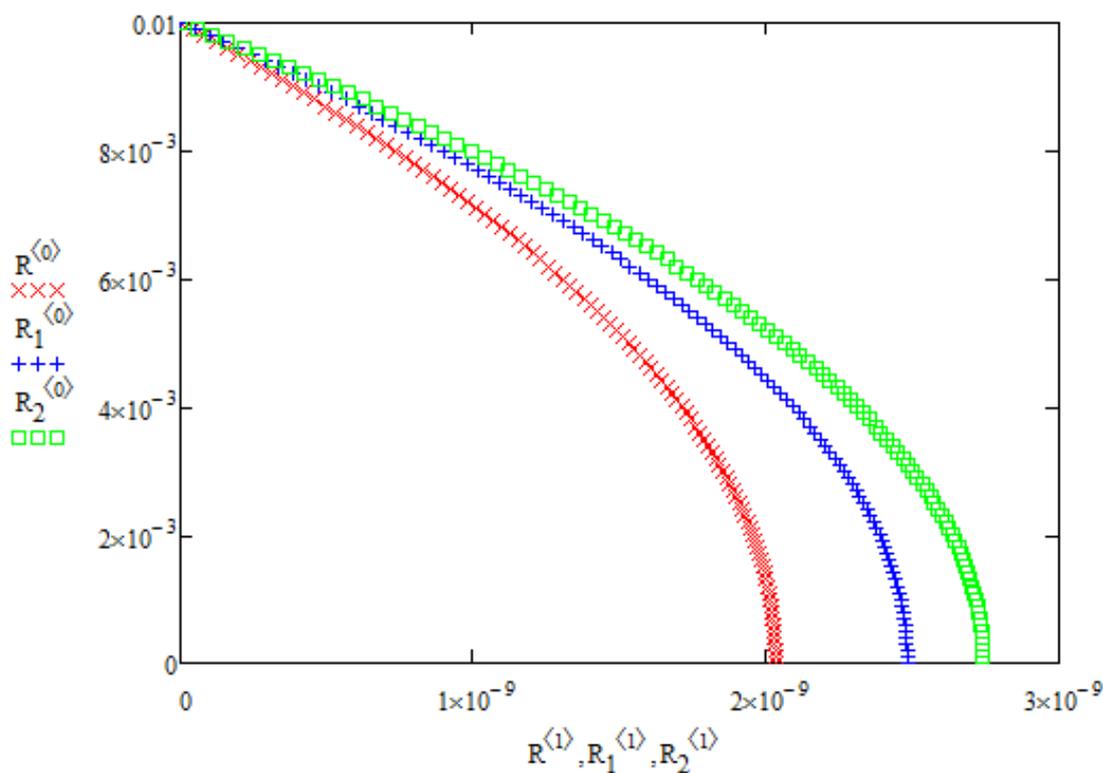


Figure 3 – And the change in the radius of the droplets for the three initial temperatures
 493 K (220°C) $2.031 \cdot 10^{-9}$ seconds
 593 K (320°C) $2.482 \cdot 10^{-9}$ seconds
 693 K (420°C) $2.741 \cdot 10^{-9}$ seconds

References

1. Антронникова, А. А. Физико-математическая модель испарения капель мелкодисперсных аэрозолей // А. А. Антронникова, Н. В. Коровина, О. Б. Кудряшова, И. М. Васенин. // Ползуновский вестник. – 2013. – №1. – С. 123-126. = Antonnikova, A. A. Physical and mathematical model of evaporation of finely dispersed aerosols [in Russian] / A. A. Antonnikova, N. V. Korovina,

О. В. Kudryashova, I. M. Vasenin. // Polzunovskii vestnik. – 2013. – №1. – P. 123-126.

2. Волонский, М.С. Необыкновенная жизнь обыкновенной капли. – М. Знание, 1986. – 144 с. = Volynsky, M. S. The extraordinary life of an ordinary drop [in Russian] – Moscow: Znanie, 1986. – 144 p.

3. Волков, Р. С. Числа вебера для стадий трансформации водяных снарядов при их свободном падении в воздухе / Р. С. Волков, Г. В. Кузнецов, П. А. Куйбин, П. А. Стрижак // Письма в журнал технической физики = Volkov, R. S. Weber numbers for the stages of transformation of water shells during their free fall in the air [in Russian] // Pisma v zhurnal tekhnicheskoi fiziki. – 2015. – №20 (vol. 41). – P. 103-110.

4. Лыков, А. В. Теория сушки – М: Знание, 1968. – 472 с. = Lykov, A.V. Theory of Drying [in Russian] – Moscow: Znanie, 1968. – 472 p.

5. Дохов М.П. Расчет времени испарения дисперсных частиц // Фундаментальные исследования. – 2006. – № 10. – С. 65-66. = Dohov M. P. Calculation of the time of evaporation of dispersed particles [in Russian] // Fundamentalnye issledovaniia. – 2006. – № 10. – P. 65-66.

Авторский алфавитный указатель

Цой А.П., Алимкешова А.Х., Титлов А.С.

Экспериментальная молокоохладительная установка с радиационным охлаждением

Tsoy A.P., Alimkeshova A.H., Titlov A.S.

Experimental dairy cooling unit with radiation cooling

9

Белецкий Э.В., Петренко Е.В.

Определение величины диссипации при течении неньютоновских жидкостей в каналах холодильных и климатических систем

Beletskiy E.V., Petrenko O.V.

Determination of the value of dissipation in the flow of non-newtonian liquids in the channels of refrigerating and climatic systems

14

Алтайулы С., Шахов С.В., Глотова И.А.

Способ управления процессом выпаривания влаги из фосфолипидной эмульсии сафлорового масла

Altayuly S., Shakhov S.V., Glotova I.A.

Method of managing the process of exhausting moisture from safflorous oil phospholipid emulsion

19

Потапов В.А., Белый Д.В.

Перспективы применения холодильных систем на двуокиси углерода в пищевой индустрии

Potapov V.O., Belyi D.V.

Prospects application of refrigerating systems on carbon dioxide in the food industry

23

Бабакин Б.С., Воронин М.И., Сучков А.Н., Айтикеев Р.Б.

Исследование тепловой нагрузки в промышленных аккумуляторах холода

Babakin B.S., Voronin M.I., Suchkov A.N., Aitikeev R.B.

The study of the heat load in industrial accumulators of a cold

26

Бердимурат А.Д., Усипбекова Д.И.

Микропроцессорная система регулирования производительности малогабаритного кормоприготовительного агрегата

Berdimurat A.D., Usipbekova D.I.

Microprocessor system for the regulation of the performance of small-sized food-protective unit

28

Болдырев А.В., Карелин Д.Л., Болдырев С.В.

Оценка энергетической эффективности фреонов и термодинамических циклов пароконденсационных систем охлаждения

Boldyrev A.V., Karelin D.L., Boldyrev S.V.

Energy-efficiency estimation of freons and thermodynamic cycles in vapor compression cooling systems

36

Бошкова И.Л., Волгушева Н. В., Солодкая А.В.

Тепловой расчет регенератора с неподвижной насадкой

Boshkova I.L., Volgusheva N.V., Solodka A.V.

Thermal calculation of the regenerator with a fixed nozzle

42

Бошкова И.Л., Волгушева Н.В., Потапов М.Д., Жарикова Л.А.

Теплоперенос в плотном движущемся слое дисперсного материала при микроволново-конвективной сушке

Boshkova I.L., Volgusheva N.V., Potapov M.D., Zharikova L.A.

Associate professor thermal transfer in a tight moving layer of disperse material at microwave-convective drying

46

Буданов В.А. Обзор конструкций холодильных спиральных компрессоров Budanov V.A. Overview of refrigeration scroll compressor designs	50
Свердлов А.В., Волков А.П., Рыков С.В., Волков М.А. Экология и энергоэффективность при проектировании струйных систем вентиляции подземных автостоянок Sverdlov A.V., Volkov A.P., Rykov S.V., Volkov M.A. Ecology and energy efficiency in the design of jet ventilation systems of underground parking	56
Волчок В.А. Выбор зеотропных смесей хладагентов для парокомпрессионных тепловых насосов Volchok V.A. Choice of zeotropic mixtures of refrigerators for vapor-compression heat pumps	63
Бабакин Б.С., Воронин М.И., Малёв Р.Ю., Межевов А.В. Охлаждение элементов холодильных систем и пищевых продуктов с использованием электрофизических методов Babakin B.S., Voronin M.I., Malev R.Y., Mejevov A.V. Cooling of elements of refrigeration systems and food products using electrophysical methods	66
Георгиев Е.В. Выбор оптимальных параметров температуры при микроволновом экстрагировании Georgiiev E.V. Selection of optimal temperature parameters during microwave extraction	69
Данько В.П. Исследование гидродинамики теплообменных аппаратов систем жизнеобеспечения от свойств абсорбента Danko V.P. Study of hydrodynamics of heat and mass transfer devices of life support systems from the properties of the absorbent	73
Евдокимов В.С., Максименко В.А., Кузьменков А.А., Рожков Н.С. Компрессорный холодильный агрегат для термостабилизаторов грунта Evdokimov V.S., Maksimenko V.A., Kuzmenkov A.A., Rozhkov N.S. Refrigeration unit for soil thermostabilizer	78
Жихарева Н. В., Хмельнюк М.Г. Оптимизация многозональных VRF систем кондиционирования воздуха Zhykharieva N.V., Khmelniuk M.G. Optimization of multi-zone VRF air-conditioning systems	82
Акимов А., Кабулов Б.Б., Мустафаева А.К., Бакиева А.Б., Ташыбаева М.М. Способ измельчения замороженного мясного сырья Akimov A., Kabulov B.B., Mustafaeva A.K., Bakieva A.B., Tashybaeva M.M. The method of grinding frozen raw meat	87
Какимов А.К., Суйчинов А.К., Есимбеков Ж.С., Байкадамова А.М., Кабдылжар Б.К. Низкотемпературная обработка сырья при получении мясокостной пасты Kakimov A.K., Suychinov A.K., Yessimbekov Zh.S., Baikadamova A.M., Kabdylzhar B.K. Low-temperature processing of raw materials in the production of meat-bone paste	89

Колодязная В.С., Костюк В.А., Скуридина Д.А. Изменения физиолого-биохимических и фитопатологических показателей качества яблок осенних сортов при холодильном хранении с применением трековых мембран Kolodyaznaya V.S., Kostyuk V.A., Skuridina D.A. Changes in physiological-biochemical and phytopathological quality indicators of autumn varieties of apples during the cold storage using track membranes	93
Какимов А.К., Какимова Ж.Х., Мирашева Г.О., Джумажанова М.М., Кожакметова А.Н. Применение пробиотиков в медицине и в пищевой промышленности Kakimov A.K., Kakimova Zh.H., Mirasheva G.O., Jumazhanova M.M., Kozhakhmetova A.N. Application of probiotics in medicine and in the food industry	100
Лапардин Н.И. Давление кипения и вязкость смеси синтетического масла ISO 22 и хладона R134a Lapardin N.I. Vapor pressure and viscosity of mixture of synthetic oil ISO 22 with refrigerant R134a	104
Галюзин С.Д., Лобикова Н.В., Лобикова О.М. Экономическая выгода мероприятий повышения энергетической эффективности систем вентиляции Galyuzhin S.D., Lobikava N.V., Lobikava O.M. Economic benefit of measures to increase ventilation systems energy efficiency	110
Мирашева Г.О., Какимова Ж.Х., Байбалинова Г.М., Джумажанова М.М. Исследование процесса хранения кисломолочного продукта с пробиотическими свойствами Mirasheva G.O., Kakimova Zh.H., Baybalinova G.M., Dzhumazhanova M.M. Study of storage process of fermented milk product with probiotic properties	115
Перегудов А.А., Вологжанина С.А., Иголкин А.Ф. Работоспособность элементов конструкций с трещинами Peregudov A.A., Vologjanina S.A., Igolkin A.F. The performance of structural elements with cracks	122
Малинина О.С., Рабцун А.О. Влияние температуры греющего источника на эффективность абсорбционного термотрансформатора на альтернативном водосолевом растворе Malinina O.S., Rabtsun A.O. Influence of the temperature of the heating source on the efficiency of the absorption thermotransformer on the alternative water-salt solution	127
Муравейников С.С., Сулин А.Б., Никитин А.А., Рябова Т.В. Оценка эффективности теплонасосных утилизаторов теплоты для систем вентиляции Muraveynikov S.S., Sulin A.B., Nikitin A.A., Ryabova T.V. Performance evaluation of heat pump heat utilizers for ventilation systems	130
Потапов В.А., Семенюк Д.П. Моделирование процесса замораживания гетерогенной неизотермической пищевой системы Potapov V.O., Semeniuk D.P. Modeling of the freezing process of the heterogeneous non-isothermal food system	136
Қасымбек Ж., Сейтбекова А.К. Исследование и применение технологии шоковой заморозки в производстве муссового торта Kasymbek Zh., Seytbekova A.K. Research and application of technology of shock freeze during the process of mousse cakemanufacturing	142

Татаренко Ю.В., Рачковский Н.О. Обоснование использования парокомпрессорных тепловых насосов в отдалённых северных регионах Российской Федерации Tatarenko Yu.V., Rachkovskiy N.O. Substantiation of using vapor heat pump unit in the northern regions of Russian federation	146
Сухов Е.В., Сотниченко М.В. Клапанные станции ICF с поплавковым модулем оттайки Sukhov E.V., Sotnichenko M.V. The ICF valve stations with defrost module	149
Тоимбаев А.Б., Ермоленко М.В., Елистратов С.Л. Анализ работы теплового насоса в отопительный период Toimbaev A.B., Yermolenko M.V., Elistratov S.L. Analysis of heat pump work in the heating period	154
Фуркало С.В., Данько В.П. Характеристика неисправностей холодильного оборудования на предприятиях торговли и ресторанного бизнеса Furkalo. S.V., Danko V.P. Characteristic malfunctions of the refrigeration equipment at the enterprises of trade and restaurant business	159
Филькин Н.Ю. Сравнительный анализ эффективности применения устройств для выравнивания потока в проточной части воздушного фильтра с коротким диффузором Filkin N.YU. Comparative analysis of the efficiency of the application of devices for flow alignment in a flow part of a air filter with a short diffuser	162
Умыржан Т.Н., Степанова О.А., Ермоленко М.В., Шалаганова А.Н. Анализ подходов энергосбережения в системах кондиционирования воздуха Umyrzhhan T.N., Stepanova O.A., Yermolenko M.V., Shalaganova A.N. Master analysis of energy saving approaches in air conditioning systems	167
Tsoy A.P., Granovskiy A.S., Koretskiy D.A. Experimental investigation of the effect of a cooling plate surface type on efficiency of radiation cooling Цой А.П., Грановский А.С., Корецкий Д.А. Экспериментальное исследование влияния вида поверхности охлаждающей пластины на эффективность радиационного охлаждения	170
Kruglov A.A., Tazitdinov R.R. Model of cooling a drop at a pressure below the triple point of water Круглов А.А., Тазитдинов Р.Р. Модель охлаждения капли при давлении ниже тройной точки воды	177
Chorna N.A. Using mathematical modeling for creating an efficient design of a hydrogen battery in air conditioning systems Черная Н.А. Использование математического моделирования для создания эффективной конструкции аккумулятора водорода в системах кондиционирования воздуха	180

Shalbayev K.K., Kanazhanov A.E., Abai T. Ways of reducing the polluting emissions to the environment and fuel saving in autorefrigerated trucks Шалбаев К.К., Канажанов А.Е., Абай Т. Пути уменьшения вредных выбросов в окружающую среду и снижения расхода топлива в авторефрижераторах	184
Галкин М.Л. Современные тренды в производстве холода с использованием ингибиторов коррозии и промежуточных хладоносителей Galkin M.L. Modern trends in the manufacture of cold with the use of corrosion inhibitors and intermediate refrigerators	189
Konstantinov I., Khmelniuk M., Yakovleva O. Полевые измерения и исследования холодильного оборудования для супермаркета Konstantinov I., Khmelniuk M., Yakovleva O. Field measurements and investigation of supermarket refrigeration equipment	197
Бушманов В.М., Когут В.Е., Хмельнюк М.Г., Жихарева Н.В. Расчет испарения капли Bushmanov V.M., Kogut V.E., Khmelnyuk M.G., Zhikhareva N.V. Calculation of evaporation of a drop	206

Технический редактор

Тусупова Ж.М.

Редактор

Кутнякова Е.Ю.

Компьютерная верстка

Дуйсенгалиева А.Д.

За стиль и орфографию авторов редакция ответственности не несет

Сдано в набор 01.03.19. Подписано в печать 07.03.19.

Формат 60x84 1/18. Бумага офсетная. Печать RISO.

Объем 14,8 у.п.л. Тираж 50 экз. Заказ №448

Отпечатано в издательском отделе АТУ
050012, г. Алматы, ул. Толе би, 100