

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF THE REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

АЛМАТИНСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ALMATY TECHNOLOGICAL UNIVERSITY

МЕЖДУНАРОДНАЯ АКАДЕМИЯ ХОЛОДА
INTERNATIONAL ACADEMY OF REFRIGERATION



climalife®

Danfoss



МАУЕКАША
MYCOM

TRAMAX
LIMITED

VIII МЕЖДУНАРОДНАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ
«КАЗАХСТАН-ХОЛОД 2018»

VIII INTERNATIONAL
SCIENTIFIC AND TECHNICAL CONFERENCE
«KAZAKHSTAN-REFRIGERATION 2018»

Сборник докладов конференции
15-16 марта 2018 г.
Proceedings of the Conference
March 15-16, 2018

Алматы, 2018

УДК 621.56/59(063)

ББК 31.392

К14

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

Редакционная коллегия:

Цой А.П., Бараненко А.В., Шалбаев К.К.,
Шлейкин А.Г., Андреева В.И. (ответ.секретарь)

К14 Казахстан-Холод 2018: Сб. докл.межд.науч.-техн.конф. (15-16
марта 2018 г.) = Kazakhstan-Refrigeration 2018: Proceedings of the Conference
(March 15-16, 2018). – Алматы: АТУ, 2018. – 255 с., русский, английский.

ISBN 978-601-263-425-9

В докладах представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований, практических внедрений, проведенных в Казахстане, Дании, Бельгии, Германии, России, Японии, Узбекистане и Украине по следующим направлениям: холодильные машины и установки, системы кондиционирования воздуха и жизнеобеспечения, экология в холодильной промышленности, холодильная и пищевая технология. Сборник рассчитан на специалистов и ученых, работающих в областях холодильной, пищевой, химической, нефтеперерабатывающей промышленности, а также на специалистов по системам кондиционирования воздуха и жизнеобеспечения жилых, коммерческих зданий и спортивных комплексов.

The proceedings present the results of theoretical and experimental studies, practical implementations in Kazakhstan, Denmark, Belgium, Germany, Russia, Japan, Uzbekistan and Ukraine in the following areas: refrigeration machines and installations, air conditioning and life support systems, refrigeration ecology, refrigeration and food technology. These proceedings are devoted to professionals and scientists working in the fields of refrigeration, food, chemical, oil refining industries, as well as to specialists of air conditioning systems and life-support of residential, commercial buildings and sports complexes.

УДК 621.56/59(063)

ББК 31.392

ISBN 978-601-263-425-9

© АТУ, 2018

VIII МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО - ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ «КАЗАХСТАН – ХОЛОД 2018»

15-16 марта 2018 года состоялась VIII Международная научно-техническая конференция «Казахстан–Холод 2018».

Официальные партнеры:

- Bitzer Германия
- Climalife Бельгия
- Danfoss Дания
- Emerson США
- Mayekawa MYCOM Япония
- TRAMAX Limited Казахстан
- ТОО «Technocool Engineering» Казахстан

Члены организационного комитета конференции: Представительство Международной Академии Холода (МАХ) в Республике Казахстан, Алматинский Технологический Университет (АТУ), Университет ИТМО, ТОО «Тениз» – Школа Холода Автоматики и Электроники, ОЮЛ Казахстанская ассоциация Холодильной промышленности (КазАХП), ОЮЛ Коалиция за «зелёную» экономику и развитие G-Global при Президенте Республики Казахстан, «Россоюзхолодпром», Ледовый Дворец «ALMATY ARENA».

Информационные партнеры:

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

Программа конференции.

Открытие конференции:

Цой Александр Петрович — Председатель Представительства Международной Академии Холода в Казахстане.

Приветственное слово:

Бараненко Александр Владимирович — Президент Международной Академии Холода;

Баранов Игорь Владимирович — Директор мегафакультета биотехнологий и низкотемпературных систем Университета ИТМО.

Секция 1 – Экономически-результативные, экологически безопасные и энергоэффективные проекты систем хладоснабжения и кондиционирования воздуха.

Bitzer.

«Технические инновации BITZER»,

Тимохин Денис Евгеньевич — Генеральный директор ООО «Битцер СНГ», Колосветов Александр Юрьевич — инженер-консультант.

Mayekawa MYCOM.

«Различные варианты промышленного применения природных хладагентов»,

Красов Дмитрий Валентинович — инженер отдела продаж ООО «Маекава Рус», Овсянников Николай Владимирович — менеджер по продажам и маркетингу.

Danfoss.

1. «Перспективы применения природных хладагентов в парокompрессионных холодильных установках промышленного назначения»,

Сухов Евгений Викторович — к.т.н., Академик МАХ, директор направления «Промышленный холод» ООО «Данфосс».

2. «Холодильные транскритические системы на CO₂ с газовыми и жидкостными эжекторами. Примеры использования в распределительных центрах, холодильных складах и магазиностроении»,

Серавин Александр Сергеевич — Руководитель направления «Комплексные инженерные решения» ООО «Данфосс».

Climalife.

«Новое Поколение Хладагентов ГФО (HFO)»,

Лебедев Георгий Евгеньевич — Коммерческий директор Компании «CLIMALIFE» в России и СНГ.

Emerson.

«Новые хладагенты. Готовность AlcoControls к вызовам рынка»,

Мёдов Андрей — Менеджер по продажам / Дистрибуция Россия

ИСНГ, Emerson Commercial & Residential Solutions.

TRAMAX Limited.

«Новые холодильные машины компании “Trane” на современных холодильных агентах»,

Матвеев Владимир Викторович — Генеральный директор ТОО «TRAMAX Limited».

Секция II: Экономически эффективные, научно-практически обоснованные холодильные технологии хранения и консервирования.

«Механизмы государственной программ РК по финансированию внедрения новых технологий»,

Уралов Диас Сапаржанович — Директор технического департамента ОЮЛ Коалиция за «зелёную» экономику и развитие

G-Global при Президенте Республики Казахстан.

«Современные экономически-доступные технологии хранения и консервирования фруктов и овощей»,

Зарицкая Надежда Евгеньевна — к.т.н., профессор, **Алматинский Технологический Университет.**

«Анализ современных методов хранения»,

Ирина Салатина — представитель в Казахстане и Средней Азии **«Plattenhardt+Wirth» GmbH.**

«Практический опыт применения РГС на территории Республики Узбекистан»,

Мадиев Сарварбек—инженер технолог, **ТОО «Technocool Engineering».**

Панельное обсуждение. Сессия вопросов и ответов.

В конференции приняло участие более 130 представителей из Казахстана, России, Украины, Узбекистана, Германии, Бельгии, США, Дании.

Международная научно-техническая конференция «Казахстан – Холод» является базовой площадкой для плодотворного взаимодействия образования, науки, бизнеса, государственных органов и международных организаций.

На сегодняшний день партнерами конференции наряду с Казахстанскими и Российскими компаниями являются основные мировые лидеры в области теплоснабжения, систем кондиционирования воздуха, холодильной технологии: «Bitzer», «Danfoss», «MitsubishiElectric», «ГЕА Рефрижерейшн», «Güntner», «MAYEKAWA», «JOHNSON CONTROLS», «РЭП Холдинг», «Plattenhardt+Wirth».

Также принимают участие ведущие университеты: Университет ИТМО (Санкт-Петербург), Алматинский Технологический Университет, Набережно-челнинский институт (филиал) ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет», Государственном Университете им. Шакарима г. Семей, Омский Государственный Технический Университет, Одесская Национальная Академия пищевых технологий и др.

На VI-ой конференции открылось направление холодильной технологии хранения фруктов и овощей.

Это направление было продолжено и получило развитие и на VIII-ой конференции, как одно из приоритетных.

В Казахстане опережающими темпами получают распространение системы кондиционирования воздуха, обеспечивающие комфортные условия жизни и работы для людей. Происходит перевооружение мясоперерабатывающих и пищевых предприятий, птицеводческих комплексов, производств мороженого, с применением крупных холодильных систем, работающих на аммиаке.

В рамках проводимых мероприятий за здоровый образ жизни, активно открываются спортивные ледовые арены, а также городские катки для семейного отдыха.

Большие перспективы имеют системы теплоснабжения на основе возобновляемых источников энергии и сложные теплоснабжающие комплексы в нефтегазовой и химической отраслях. В целом холодильная промышленность Казахстана относится к динамично развивающимся секторам экономики.

Важной задачей представительства МАХ в Казахстане - осуществлять подготовку специалистов в области холодильной техники, технологии и систем кондиционирования воздуха, так как успех компании определяется грамотностью кадров. Представительство МАХ принимает участие в формировании кадрового потенциала в Казахстане на базе Алматинского Технологического Университета, Университета ИТМО (Санкт-Петербург) и ТОО «Тениз» Школы Холода Автоматики и Электроники.

Многие специалисты являются выпускниками Центра дополнительного образования Университета ИТМО и Школы холода автоматики и электроники «Тениз».

Ученые и инженеры представительства МАХ проводят научные исследования в области использования радиационного охлаждения в холодильных системах. Результаты работы публикуются ведущих журналах мира, входящих в базу данных Скопус. Холодильная установка с использованием космического холода выставлялась на международной выставке «ЭКСПО-2017». Для дальнейшего проведения исследования Министерство образования РК выделило грантовое финансирование.

Представительство проводит работу по налаживанию связей между образованием и зарубежными компаниями. В декабре 2017 года в Алматинском Технологическом Университете прошёл конкурс научных студенческих работ на именную стипендию от ООО «Битцер СНГ», посвящённый 60-летию АТУ.

Призерам Конкурса, занявшим 2 и 3 места, были выданы Сертификаты и денежные премии от МАХ Казахстана и Ассоциации холодильной промышленности.

МАХ совместно с ТОО «Тениз» и КазАХП в г. Алматы создают учебную лабораторию «Холодильная техника и автоматика», оснащённую оборудованием компанией «Danffos».

Совместно с учеными Национального Ядерного Центра и специалистами Казахстана в области криогенной и холодильной техники и систем жизнеобеспечения на основании Приказа Министерства образования и науки Республики Казахстан № 2052 от 15.12.2017 г. создан диссертационный совет по присуждению степени Доктора философии (PhD), по специальности 6D072300 – «Техническая Физика» в Государственном Университете им. Шакарима г. Семей.

В преддверии 25-тилетнего юбилея МАХ выражаю уверенность в том, что Представительство Международной академии Холода в Республике Казахстан, Казахстанская ассоциация холодильной промышленности, ученые, специалисты и бизнесмены будут и дальше осуществлять положительную координирующую деятельность, направленную на развитие техники и технологии.

**Председатель представительства
МАХ в Казахстане,
Президент КазАХП,
Проф. АТУ
Цой А.П.**

**ENZYME BIOSENSORS FOR DETERMINATION OF CHLOROGENIC
PESTICIDES IN MILK**

**ФЕРМЕНТНЫЕ БИОСЕНСОРЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХЛОРООРГАНИЧЕСКИХ
ПЕСТИЦИДОВ В МОЛОКЕ**

<p align="center">Ashkenova Z.N.¹, undergraduate Kakimova J.H.², Ph.D., Associate Professor Surname Fn.Sn.³, degree, title</p>	<p align="center">Ашкенова З.Н.¹, магистрант Какимова Ж. Х.², к.т.н., доцент Утегенова А.О.³, степень, звание</p>
<p>1 –Semey State University named after Shakarim, Kazakhstan, Semey, st. 4 and 8 Omsk 2 –Semey State University named after Shakarim, Kazakhstan, Semey, st.Seifullina 64 3 –Semey State University named after Shakarim, Kazakhstan, Semey</p>	<p>1 – ГУ имени Шакарима города Семей, Казахстан, Семей, ул. 4 Омская 8 а 2 – ГУ имени Шакарима города Семей, Казахстан, Семей, ул. Сейфуллина 64 3 – ГУ имени Шакарима города Семей, Казахстан, Семей</p>

Abstract

In the article features of functioning and practical application of biosensors are considered. In a review of studies of traditional methods of determination of pesticides, classification of biosensors and their use in determining pesticides in milk. Discuss principles of operation and the possibility of biosensors that use biological materials do you wish recognition and information about their number and presented as an electric signal. Basic definitions and distinctive characteristics of biosensors are given. The principles of action and the possibilities of biosensors are discussed. Biosensors are classified by the type of the transforming element and by the nature of the biological distribution. Analytical characteristics of biosensors and analytical systems based on them are discussed. Conducting research are risen determination of pesticides in milk using an experimental model of the enzyme biosensor. The received enzyme biosensors on the basis of the immobilized enzyme acetylcholinesterase is easy in use and non-toxic.

Аннотация

В статье рассмотрены особенности функционирования и практического применения биосенсоров. Представлены исследования традиционных методов определения пестицидов, классификация биосенсоров и их применение в определении пестицидов в молоке. Обсуждаются принципы действия и возможности биосенсоров, использующих биологические материалы для узнавания и дающих информацию об их присутствии и количестве в виде электрического сигнала. Приведены основные определения и отличительные характеристики биосенсоров. Обсуждаются принципы действия и возможности биосенсоров. Биосенсоры классифицированы по типу преобразующего элемента и по характеру биологического распознавания. Обсуждаются аналитические характеристики ферментных биосенсоров и аналитических систем на их основе. Рассматривается проведение исследований определения пестицидов в молоке с помощью экспериментальной модели ферментного биосенсора. Получение ферментных биосенсоров на основе иммобилизованного фермента ацетилхолинэстеразы легка в использовании и не обладает токсичным действием.

В настоящее время загрязнение молока и молочных продуктов остатками пестицидов создает серьезные риски для потребителей. Пестициды были определены как одними из основных загрязняющих веществ. Из-за их экологической стабильности и липофильных

свойств, хлорорганические пестициды и их метаболиты, как правило, накапливаются в молочном жире. В ходе данного контроля используются весьма чувствительные, но относительно затратные и трудоемкие методы физико-химического анализа, такие как газовая и жидкостная хроматография, и другие [1]. Необходимость контроля большого числа проб требует внедрения ускоренных методов и тест-систем. Одним из перспективных методов анализа является ферментативный, с использованием иммобилизованных ферментов, что обусловлено высокой чувствительностью, селективностью и мягкими условиями проведения анализа [4].

Высокая эффективность биологических катализаторов и специфичность их действия делают ферменты идеальными реагентами. Благодаря этим особенностям с помощью ферментов обнаруживаются вещества при предельно низкой концентрации в присутствии множества других соединений [6].

Биосенсорами называют устройства, включающие биологический элемент (фермент, культуру клеток, микроорганизмы, биологические ткани, антитела и т.д.) и средства измерения реакции (отклика) этого элемента на изменение качественного состава среды [2].

Биосенсоры на основе иммобилизованных ферментов помогают выполнять десятки быстрых и точных анализов, контролировать содержание вредных веществ (инсектицидов, пестицидов, удобрений) в пищевых продуктах [9].

Общая схема биосенсора представлена на рис 1. Независимо от назначения, в ней всегда можно выделить три конструктивные части, определяющие операционные и аналитические характеристики биосенсора: сенсор, собственно биологический компонент и реакционная среда [5].

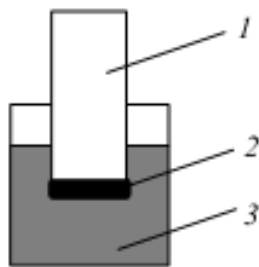


Рисунок 1 – Общая схема биосенсора: 1 – сенсор (электрод); 2 – биологический элемент; 3 – рабочий раствор – реакционная среда, содержащая определяемый компонент.

Высокую степень приоритета в области аналитической биотехнологии создают биосенсорные анализы, за счет простоты устройства, оперативности и низкой стоимости [8].

Характеристики биосенсоров - чувствительность, время отклика, линейный диапазон, предел обнаружения, селективность и специфичность совпадают с таковыми для физических и химических датчиков. Относительной специфической характеристикой биосенсора является время его жизни; чувствительность биосенсоров со временем уменьшается из-за деструкции биологического материала [6].

Принцип работы биосенсора достаточно прост. Определяемое вещество диффундирует через полупроницаемую мембрану в тонкий слой биокатализатора, в котором и протекает ферментативная реакция. Поскольку в данном случае продукт ферментативной реакции определяется с помощью электрода, на поверхности которого закреплен (иммобилизован) фермент [7].

Ферментные биосенсоры представляют собой устройства, смонтированные на основе электрохимического датчика и иммобилизованного фермента, находящегося с датчиком в непосредственном контакте. Принцип действия ферментных электродов основан на диффузии субстрата в тонкий слой биокатализатора (тест-объекта) [3].

Основными ферментами, используемыми для ферментативных пестицидных биосенсоров, являются ацетилхолинэстераза, бутирилхолинэстераза и холинэстераза, которые отно-

сятся к типу ферментов, которые считаются гидролазами. Для определения пестицидов мы выбрали фермент холинэстеразу. Особое значение имеют ферментные сенсоры на основе холинэстеразы. Холинэстеразы с высокой скоростью гидролизуют холиновые и тиохолиновые эфиры. Возможность аналитического применения холинэстераз обусловлена тем, что их активность в заметной мере зависит от присутствия в растворе пестицидов (ингибиторов) [3,10], причем некоторые из них действуют необратимо, а другие - обратимо. Хлорорганические пестициды относятся к необратимым ингибиторам холинэстераз, который является суперэкоксикантам. Действие этих соединений на холинэстеразы специфично: они ковалентно связываются с активным центром фермента и дезактивируют его. Имобилизацию холинэстеразных ферментов проводили ковалентно-химическим методом, т.е. кросс-сшивкой биополимеров между собой. Для этого на кафедре Стандартизации и биотехнологии, в лаборатории биопрепаратов проводили иммобилизацию ферментов (рис 2.). Для определения активности иммобилизованного фермента использовали лабораторный рН-метр(Марк-901), в качестве преобразователей применяли стеклянные электроды [5,8].

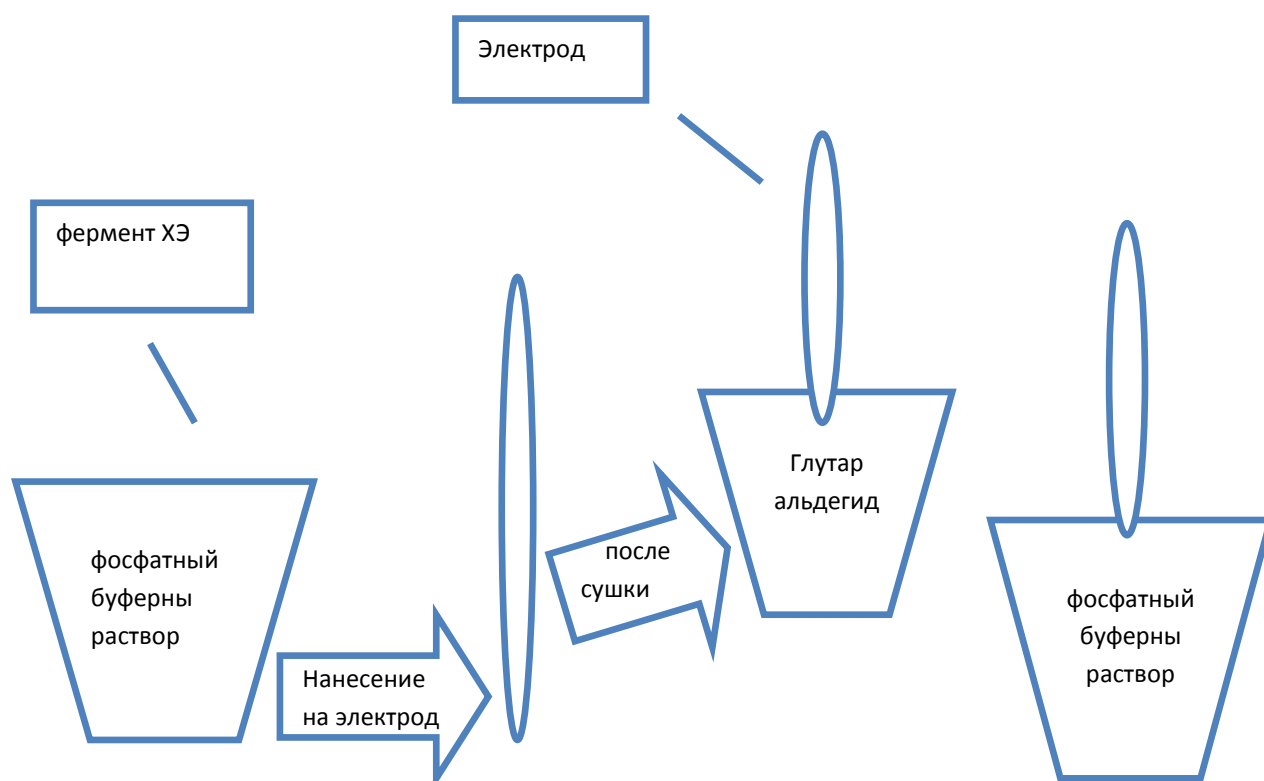


Рисунок 2 – Схема иммобилизации фермента.

Иммобилизация холинэстеразы в парах глутарового альдегида позволяет получить сверхтонкие ферментсодержащие пленки, позволяющие переносить компоненты реакции к поверхности сенсора [9].

Таким образом, на основе проведенных экспериментальных работ по определению пестицидов разработана экспериментальная модель потенциометрического ферментного биосенсора, который состоит из рН-метра со стеклянными электродами, на которые нанесен иммобилизованный фермент - холинэстераза, позволяющая расширить диапазон определяемых концентраций пестицидов, увеличить коэффициент чувствительности ферментов, получить более воспроизводимые результаты по сравнению с традиционными методами определения пестицидов.

Список литературы

1. Евтюгин, Г.А., Будников, Г.К., Никольская, Е.Б. Биосенсоры для определения ингибиторов ферментов в окружающей среде //Успехи химии. – 1999. – С. 1142-1167.

2. Евдокимов Ю.М. Биосенсоры на основе одноцепочечных и двухцепочечных нуклеиновых кислот // Сенсорные системы. – 1998. – Т.12. – Вып.1. – С.5–21.
3. Ильичева, Н. Ю., Бейлинсон, Р. М., Медянцева, Э. П., Будников, Г. К., Ванягина, О.Н. Холинэстеразные биосенсоры для определения гербицида пропанила // Вестник Московского университета. Сер. 2. Химия. – 2002. – Т. 43. – № 6. – С. 409–413. Э.
4. Щербакова, Л.Ф., Шантроха, А.В., Егоров, И.В., Щербаков, А.А. Сенсорные системы для экспресс-определения токсичных химикатов // Российский химический журнал. – 2007. – Т.1. – №2. – С.127-130.
5. Щербакова, Л.Ф. Сенсорные системы для экспресс-определения токсичных химикатов / Л.Ф. Щербакова, А.В. Шантроха, И.В. Егоров, А.А. Щербаков // Российский химический журнал. – 2007. – Т.1. – №2. – С.127-130.
6. Кудряшов А.П. Биосенсорные устройства: Курс лекций. Мн: БГУ, 2003. – 113 с.
7. Каттрал, Р. В. Химические сенсоры / Р. В. Каттрал. – М.: Научный мир, 2000. – 144 с.
8. Золотов Ю.А., Иванов, В.М., Амелин, В.Г. Химические методы анализа. – М.: Едиториал УРСС, 2002. – 304 с.
9. Иммуобилизованные ферменты. Современное состояние и перспективы. Т.2. / Под ред. И.В. Березина, В.К. Антонова, К. Мартинек. – Изд-во МГУ, Москва, 1976.
10. Эггинс, Б. Химические и биологические сенсоры / Б. Эггинс. – М.: Техносфера, 2005. – 336 с.

УДК 6 81.11.031.12:519.673

FEATURES OF HYDRAULIC CALCULATION OF COLLECTIVITY OF CHANNELS OF PIPELINES OF REFRIGERATING AND CLIMATIC SYSTEMS

ОСОБЕННОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА СОВОКУПНОСТИ КАНАЛОВ ТРУБОПРОВОДОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ И КЛИМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

<p>Beletskiy E.V.¹ Dr. of technical sciences, Professor Petrenko O. V.², PhD, Sc. Associate Prof</p>	<p>Белецкий Э.В.¹, д.т.н., профессор Петренко Е.В.², к.т.н., 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>

Abstract

Questions of mathematical modeling of flows of non-Newtonian fluids are considered. The reverse and direct problems of hydraulic calculation for combined channels of pipelines of refrigeration and climatic systems with allowance for parameters are substantiated and solved. The above calculation allows one to determine the macrokinetic characteristics during the flow of viscoplastic fluids and with the dependence of viscosity on shear rate.

Аннотация

Рассмотрены вопросы математического моделирования течений неньютоновских жидкостей. Обоснована и решена обратная и прямая задачи гидравлического расчета для совокупных каналов трубопроводов холодильных и климатических систем с учетом параметров. Приведенный расчет позволяет определить макрокинетические характеристики при течении вязкопластичных жидкостей и с зависимостью вязкости от скорости сдвига.

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).

На холодильных станциях помимо трубопроводов для хладагента имеются трубопроводные системы для циркуляции промежуточного хладоносителя, смазочного масла, охлаждающей воды, греющего пара и сжатого воздуха, необходимого для работы контрольно-измерительных приборов. Специфика работы каждого вида трубопровода определяет тип применяемых труб, вид креплений и соединений.

При решении разнообразных вопросов, связанных с проектированием холодильных и климатических систем необходимо решать задачи, связанные с гидравлическим расчетом трубопроводов различного назначения. Движение жидкости в трубопроводах обычно происходит за счет разности уровней (разности геодезических отметок) или за счет энергии, которая передается жидкости при прохождении ее через насосы. В отдельных случаях перемещения жидкости по трубопроводам осуществляется под давлением газа, который создается пневматическими установками.

Все трубопроводы имеют преимущественно цилиндрическую или призматическую форму каналов, поэтому в большинстве случаев движение жидкостей в них равномерное. Неравномерное движение может наблюдаться лишь на тех участках трубопровода, где находятся местные сопротивления. Всякий сложный трубопровод можно рассматривать как совокупность каналов простых трубопроводов, соединенных между собой последовательно, параллельно или смешанным путем.

Авторами в данной работе рассматривается один из способов решения прямой и обратной задачи гидравлического расчета совокупности каналов трубопроводов холодильных и климатических систем.

Рассмотрим прямую задачу гидравлического расчета совокупности каналов, в этом случае расход совокупности каналов является известной величиной и необходимо определить перепад давления в каждом канале и на концах всей совокупности каналов.

Если необходимо рассмотреть обратную задачу, то в этом случае известным является перепад давлений на концах совокупности каналов, а определить необходимо расход и перепады давлений в каждом канале.

Решения обеих этих задач для ньютоновской жидкости основано на, том, что выражения для расхода жидкости в каждом канале можно разделить на два слагаемых, одно из которых пропорционально скорости границы канала, а другое – градиенту давления [1, 2].

В случае течения неньютоновской жидкости такого разделения нет из того, что в оба слагаемых входят и градиент давления, и скорость границы канала. Однако формально такое разделение на два слагаемых можно выполнить так, что в общем виде величина расхода жидкости может быть записана следующим образом:

$$\begin{aligned} \dot{V}_i &= M_i + N_i dP_i/dz; & (1) \\ M_i &= M_i(W_{Г}, dP_i/dz...); & N_i = N_i(W_{Г}, dP_i/dz, ...), \end{aligned}$$

где: \dot{V}_i – величина расхода жидкости;

M_i и N_i – функции скорости границы W_{Γ_i} и градиента давления: dP_i/dz ;

i – индекс нумерации каналов.

Принцип сохранения количества жидкости, которая протекает через каналы, сводится в этом случае к равенствам: $\dot{V}_k = \dot{V}_l$, $k, l = 1 \div N$ (N – полное число совокупности каналов в системе). К указанным равенствам нужно добавить предельные условия для давления. Для последовательной совокупности каналов эти условия имеют такой вид:

$$\sum_{i=1}^N \frac{dP_i}{dz} l_i = P_K - P_H, \quad (2)$$

где: l_i – длина каждого i -го канала, м;

$P_K - P_H$ – разность давлений на концах совокупности каналов, Па.

Относительно равенств расхода и условия (1) получаем систему N уравнений с неизвестными величинами dP_i/dz . Для ньютоновской жидкости эта система уравнений в силу независимости величин M_i и N_i от W_{Γ_i} и dP_i/dz является линейной и может быть решена, даже в явном виде в силу специфического вида при матричной записи [3].

Для неньютоновской жидкости, формально можно решить эту систему уравнений, относительно величин dP_i/dz . Но в этом случае, это будет не окончательное решение, а представление величин dP_i/dz через величины, которые содержат все другие dP_i/dz и W_{Γ_i} . Т.е. в результате получаем нелинейную систему уравнений, которую можно использовать для организации итерационного процесса поиска решения [4, 5].

Последовательность уравнений для вычисления давления вдоль цепи каналов и определение величины расхода, с учетом вышесказанного, имеет следующий вид:

$$M_i + N_i \frac{dP_i}{dz} = M_{i+1} + N_{i+1} \frac{dP_{i+1}}{dz}, \quad 1 \leq i \leq N \quad (3)$$

$$\sum_{i=1}^N \frac{dP_i}{dz} l_i = P_K - P_H \equiv \Delta P_{HK}.$$

Для вязкопластической жидкости:

$$M_i = M_i(W_{y||i}^{\pm}, W_{x||i}^{\pm}, W_{y\perp i}^{\pm}, W_{x\perp i}^{\pm}, a_i, h_i, \gamma_{yi}^{\pm}, \gamma_{xi}^{\pm}, \tau_0, \mu_i, dP_i/dz),$$

$$N_i = N_i(W_{y||i}^{\pm}, W_{x||i}^{\pm}, W_{y\perp i}^{\pm}, W_{x\perp i}^{\pm}, a_i, h_i, \gamma_{yi}^{\pm}, \gamma_{xi}^{\pm}, \tau_0, \mu_i, dP_i/dz).$$

Для обобщенно-сдвиговой жидкости:

$$M_i = M_i(W_{y||i}^{\pm}, W_{x||i}^{\pm}, W_{y\perp i}^{\pm}, W_{x\perp i}^{\pm}, a_i, h_i, y_{zx}^*, y_{zy}^*, y_{xy}^*, \alpha_i, \beta_i, dP_i/dz),$$

$$N_i = N_i(W_{y||i}^{\pm}, W_{x||i}^{\pm}, W_{y\perp i}^{\pm}, W_{x\perp i}^{\pm}, a_i, h_i, y_{zx}^*, y_{zy}^*, y_{xy}^*, \alpha_i, \beta_i, dP_i/dz).$$

Рассмотрим алгоритм гидравлического расчета течения степенной жидкости, как хладоносителя в трубопроводе, которая считается недостаточно вязкой для того, чтобы при ее течении учитывать энергию диссипации [6]. В работе [7] нами было рассмотрено перспективность применения кремнийорганических жидкостей, которые являются степенными, в качестве промежуточных хладоносителей холодильных и климатических систем.

Движение хладоносителя осуществляется в инерционном режиме на основании чего, гидравлический расчет сводится к решению уравнения Бернулли с местными сопротивлениями и сопротивлениями трения [1, 2]. Выражение для определения величины расхода через разность давлений на концах трубопровода имеет следующий вид:

$$\left\{ \frac{\frac{2}{\rho} [\Delta P_{HK} + \Delta h_{HK} \cdot \rho g + (\rho/2) \Delta (v^2)_{HK}]}{\sum_i \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{1}{S_i^2} + \sum_K \frac{\zeta_K}{S_K^2}} \right\}^{1/2} = \dot{V}; \quad (4)$$

$$\lambda_i = \lambda_i(Re'_i); \quad \zeta_k = \zeta_k(Re'_k),$$

где: Δh_{HK} – разность высот концов трубопровода, м;

$\Delta(v^2)_{HK}$ – разность квадратов скорости на концах трубопровода, м²/с²;

λ_i, ζ_k – коэффициенты трения и местных сопротивлений;

Re'_i – значение чисел Рейнольдса для степенной жидкости;

S_i – площадь поперечного сечения каждого i - участка трубопровода, м²;

d_{ib} – эквивалентный диаметр и i - участка трубопровода, м.

Число Рейнольдса для степенной жидкости, можно определить следующим образом:

$$Re_n = \frac{d^n v^{2-n} \rho}{\frac{\mu_0}{8} \left(6 + \frac{2}{n}\right)^n}, \quad \mu = \mu_0 \dot{\epsilon}^{n-1}. \quad (5)$$

где: Re_n – число Рейнольдса для степенной жидкости;

μ – вязкость степенной жидкости, Па · (с)^m;

μ_0 – вязкость степенной жидкости при единичной скорости сдвига, Па · с;

$\dot{\epsilon}$ – скорость сдвига, 1/с;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

d – диаметр трубы, м;

v – средняя скорость течения в трубе, м/с.

Величину расхода \dot{V} для степенной жидкости можно вычислить при помощи уравнения (4), если при определении числа Рейнольдса заменить скорость v на ее выражение через расход: $v_i = \dot{V}/S_i$. При этом также необходимо учитывать следующие параметры: материал, из которого изготовлены трубопроводы, вид канала трубы, производительность, физико-химические свойства хладоносителей.

Следует отметить, что определение таких характеристик, как перепад давления и расхода, это достаточно сложная задача и для ньютоновских жидкостей, а для неньютоновских вообще проблематична. Поэтому предложенный способ решения прямой и обратной задачи гидравлического расчета совокупности каналов трубопроводов холодильных и климатических систем позволяют упростить и оптимизировать инженерные расчеты, получить оптимальные, энергоэффективные конструктивно-технологические показатели.

Список литературы

1. Фабер, Т. Е. Гидрогазодинамика / Т. Е. Фабер. – М.: Постмаркет, 2001. – 559 с.
2. Гиргидов, А. Д. Механика жидкости и газа / А. Д. Гиргидов. – СПб.: Издательство Санкт-Петербургского политехнического университета, 2007. – 545 с.
3. Валуева, Е. П. Численное моделирование процессов теплообмена и гидродинамики при нестационарном турбулентном течении в трубе жидкости с переменными свойствами / Е. П. Валуева, Чэнь Лэй // Вестник МЭИ. – 2000. – V. 5. – С. 38-44.
4. Flow in an axially rotating pipe / К. Kikuyama, М. Murakami, К. Nishibori, К. Maeda // Bulletin of the JSME. – 1983. – Vol. 26, № 214. – P. 506-513.
5. Белов, И.А. Моделирование турбулентных течений / И.А. Белов, С.А. Исаев. – СПб.: Балт. гос. техн. ун-т, 2001. – 108 с.
6. 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.
7. Белецкий, Э.В. Определение коэффициентов трения и местных сопротивлений при течении степенных жидкостей / Э.В. Белецкий, Е.В. Петренко // Материалы Междунар. науч.-техн. конф.: «Казахстан – Холод 2015» – 19 февраля 2015 г. – Алматы : АТУ, 2015. – С. 9–13.

**INVESTIGATION OF THE DEPENDENCE OF THE HYDRODYNAMIC MODE
OF THE HEAT AND MASS TRANSFER APPARATUS ABSORPTION LIFE SUPPORT
SYSTEMS ON THE CONCENTRATION OF THE ABSORBENT**

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАВИСИМОСТИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО РЕЖИМА
РАБОТЫ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ АППАРАТОВ АБСОРБЦИОННЫХ СИСТЕМ
ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ ОТ КОНЦЕНТРАЦИИ АБСОРБЕНТА**

Danko V.P.¹, Ph. D.	Данько В.П.¹, к.т.н., доцент
1 – Plekhanov Russian University of Economics, Krasnodar Branch, Russia, 350002, Krasnodar, Severnaya Str., 360	1 – Российский экономический университет им. Г.В. Плеханова, Россия, 350002, г. Краснодар, ул. Северная, 360

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_{2gas} and the initial specific humidity with different value x_{1gas} 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 $x_{1gas} = 11...20$ 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 $t = 25...40$ oC). 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 $x_{2г}$ для различных значений начального влагосодержания воздуха $x_{1г}$.

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 $x_{1г} = 11...20$ 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 ($x_{г} = 13...20$ г/кг, при $t = 25...40$ oC). 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 отличие 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: $t_r = 30^\circ\text{C}$, $x_r = 11...20$ 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). Подготовка 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 ξ^* 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 охлаждающем 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 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 влажосодержание воздуха находится в пределах до 17 г/кг.

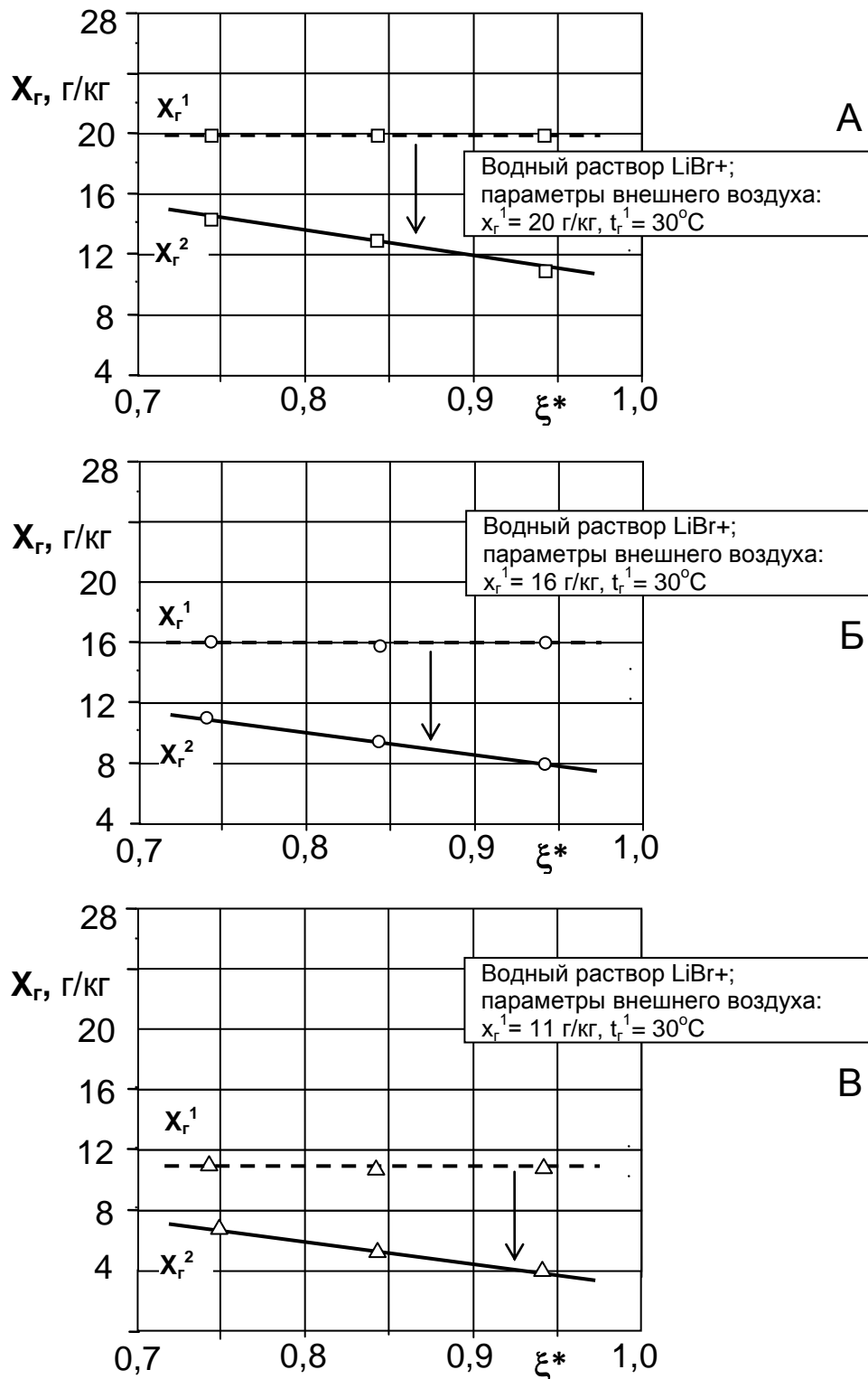


Рисунок 1 – Зависимость изменения влажосодержания воздуха в абсорбционной колонне от приведенной концентрации раствора и влажосодержания внешнего воздуха.

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

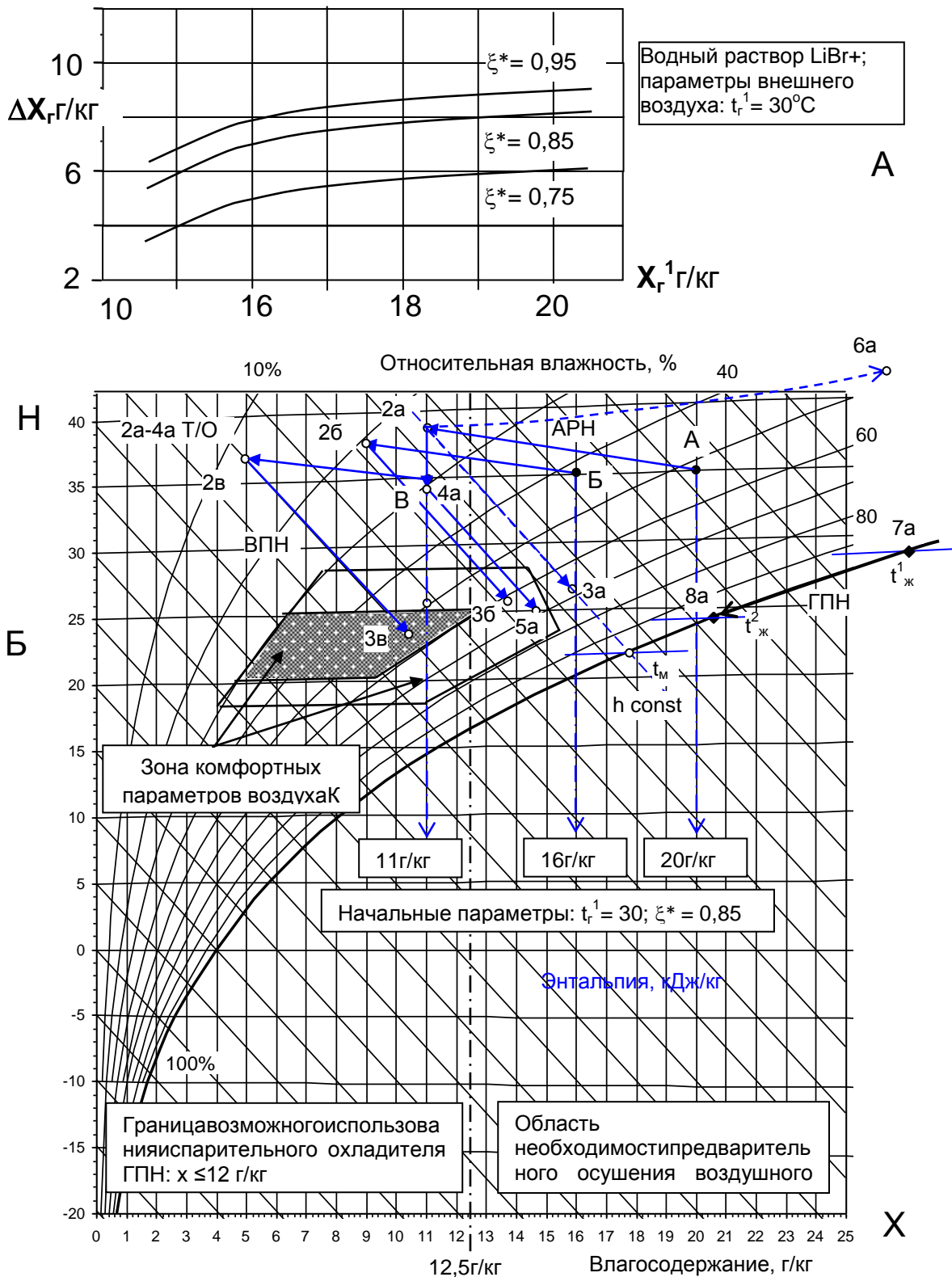


Рисунок 2 – Зависимость изменения влагосодержания воздуха в абсорбционной колонне от приведенной концентрации раствора и влагосодержания внешнего воздуха (А). Принципиальные возможности солнечных систем на основе открытого абсорбционного цикла при использовании их для кондиционирования воздуха (Б).

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

Аппараты, работающие по принципу открытого абсорбционного цикла с подвижной насадкой – перспективное направление развития теплообменных аппаратов, обеспечи-

вающее устойчивую эксплуатацию в экстремальных технологических условиях (рост нагрузок, высокую поперечную равномерность); использование этого принципа для реализации процессов теплообмена 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. Исследование гидродинамических процессов в псевдооживленном слое теплообменных аппаратов для альтернативных систем жизнеобеспечения / В.П. Данько // Инженерная физика. – 2017. – № 11. – С. 70-75.
2. Теплообменные аппараты с подвижной насадкой для традиционных и альтернативных энергетических систем [текст]: [моногр.] / А.Н. Горин, А. В. Дорошенко, В.П. Данько // Донецк: Світ книги, 2013. – 327 с.
3. 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. Использование альтернативных источников энергии и вторичных энергоресурсов в холодильной отрасли / В. П. Данько, А. Б. Кудрин, В. Н. Радионенко // Ладапринт, 2015. – 157 с.
5. Физические основы низкотемпературной техники и холодильной технологии / Данько В.П., Карнаух В.В., Кудрин А.Б., Радионенко В.Н. – Донецк-Краснодар, 2016.
6. Альтернативные системы жизнеобеспечения на основе цикла с непрямой регенерацией абсорбента / В. П. Данько, А. В. Дорошенко // Известия ВУЗов. Проблемы энергетики. – 2017. – № 9-10.
7. Исследование влияния концентрации раствора абсорбента на эффективность работы теплообменных аппаратов с подвижной насадкой / Данько В.П. // В сборнике: Казахстан-Холод 2017. – 2017. – С. 65-69.

УДК 536.587:537.8

CALCULATION OF THE AVERAGE TEMPERATURE OF THE MATERIAL WITH THE ACCOUNT OF HEAT TREATMENT WITH THE ENVIRONMENT

РАСЧЕТ СРЕДНЕЙ ТЕМПЕРАТУРЫ МАТЕРИАЛА С УЧЕТОМ ТЕПЛОТДАЧИ С ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДОЙ

Heorhiiesh K.V. , Candidate of the Technical Science	Георгиеш Е.В. , кандидат технических 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: georgiiesh.kat@gmail.com	

Abstract

In this paper discusses the analytical determination of the material temperature during microwave heating. The data of mathematical and computer modeling can provide information on the

parameters of the state of the processed product, allow theoretical studies of microwave heating and contribute to understanding the phenomena of interaction of the microwave field with the material.

Аннотация

В данной работе рассматривается вопрос аналитического определения температуры материала при микроволновом нагреве. Данные математического и компьютерного моделирования способны предоставить информацию относительно параметров состояния обрабатываемого продукта, позволяют проводить теоретические исследования микроволнового нагрева и способствуют пониманию явлений взаимодействия микроволнового поля с материалом.

В наши дни микроволновой нагрев используется в пищевой промышленности, в технологиях сушки и медицине [1,2]. Благодаря эффекту селективного и объемного нагрева, микроволны приносят новые характеристики в технологии, как, например, увеличение скорости процесса, улучшение конечного качества продукта и уменьшение энергопотребления. Предложенные ранее модели для расчета температурного поля Лыковым [3], Бинголом [4] не давали удовлетворительных результатов. Хорошую сходимость результатов при заданных параметрах (теоретических и экспериментальных) показала зависимость, для нестационарного процесса нагрева при действии внутренних источников теплоты полученная в результате решения уравнения (1) с граничным условием (2), принято, что форма материала соответствует пластине

$$\rho c \frac{d\bar{t}}{d\tau} = \alpha(\bar{t} - t_{oc}) \frac{F}{V} + J_1 \quad 1)$$

$$\bar{t}|_{\tau=0} = t_{oc} \quad 2)$$

где ρ – плотность материала, кг/м³; c – его теплоемкость, Дж/кг·К; α – коэффициент теплоотдачи от поверхности к окружающей среде, Вт/(м²·К); V – объем, занимаемый материалом, м³; t_{oc} – температура окружающей среды, °С; F – площадь поверхности, м²; J_1 – внутренний источник теплоты, обусловленный действием МВ поля, Вт/м³.

В уравнении (1) член $\alpha(\bar{t} - t_{oc}) \frac{F}{V}$ учитывает теплоту, отводимую от поверхности тела путем естественной конвекции. Таким образом, учитывается, что изменение температуры связано с действием внутренних источников теплоты, которые приводят к росту температуры материала, и теплоотдачей с поверхности, которая вызывает падение температуры. Принято, что в теле действует источник теплоты (микроволновое поле), который зависит от времени в экспоненциальной форме.

Решение уравнения (1-2) с помощью преобразований Лапласа привело к получению следующей зависимости (3):

$$\bar{t} = \frac{J_{10}}{\frac{\alpha F}{V} - \gamma_1 \rho c} e^{-\gamma_1 \tau} + t_{oc} + A e^{-\frac{\alpha F}{\rho c V} \tau} \quad 3)$$

где постоянная $A = -\frac{J_{10}}{\frac{\alpha F}{V} - \gamma_1 \rho c}$ определена с учетом условия (2).

Зависимость (3) позволяет рассчитать среднюю температуру материала с учетом теплоотдачи при нестационарном нагреве в МВ поле. Исходные данные для расчета соответствовали условиям эксперимента, проводимого на воде, нагреваемой в цилиндрическом сосуде в микроволновой камере. Для определения средней температуры в эксперименте вода тщательно перемешивалась.

Для проверки работоспособности модели был проведен ряд экспериментов на воде. Выбрана мощность магнетрона $N_{вых} = 180$ Вт, загрузки образца $V = 10^{-4}$ м³, удельная мощ-

ность составила $J_{10} = 12,6 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^3$, коэффициент ослабления $\gamma_1 = 7 \cdot 10^{-5} \text{ с}^{-1}$. Длительность нагрева – от 30 до 300 с, шаг – 30 с. Расчеты проведены для коэффициента теплоотдачи $\alpha = 12 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Для определения значения КПД, при котором наблюдается максимальное схождение результатов, следовало уточнить значение тепловых потерь, в которые входит лучистая и конвективная составляющие. Расчеты показали, что потери теплоты на конвекцию $Q_{\text{конв}} = 1.934 \text{ Вт}$, потери на лучистый теплообмен $Q_{\text{луч}} = 2.23 \text{ Вт}$, теплота, затраченная на нагрев материала $Q_{\text{пол}} = 5.3 \text{ Вт}$. Теплота процесса нагрева $Q_{\text{пол}} = 54.5 \text{ Вт}$, тогда КПД камеры составит $\eta = 0.3$.

Расхождение расчетных и экспериментальных данных наглядно демонстрируется графиком (рис. 1).

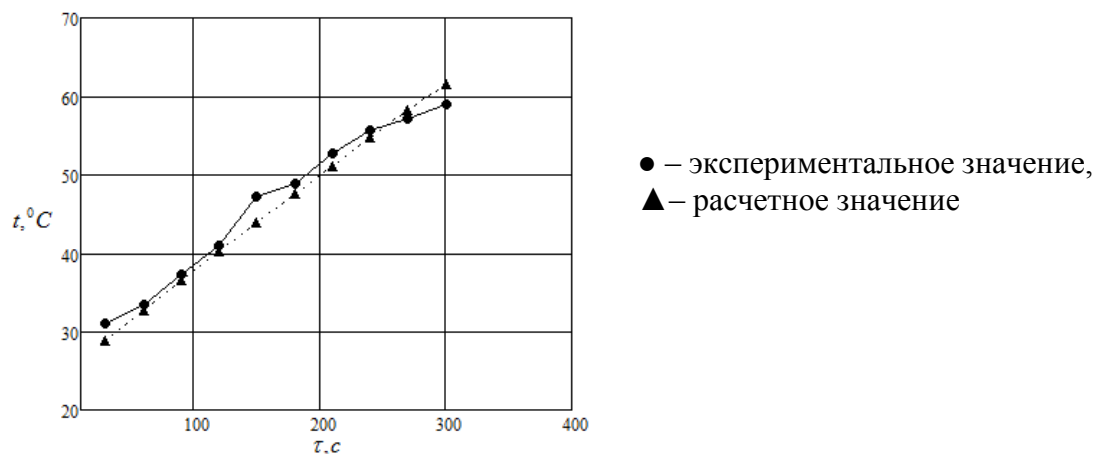


Рисунок 1 – Средняя температура воды при нагреве в микроволновом поле. $\eta = 0,3$

График наглядно показывает хорошую сходимость результатов, что подтверждает работоспособность модели.

Для применения полученной формулы (3) при нагреве растительного материала необходимо обладать данными по теплоемкости сухого материала и степени влажности. Таким образом, для расчета теплоемкости растительного материала предложена зависимость (4):

$$c = 0,01[c_0(100 - w) + c_e \cdot w] \quad 4)$$

где w - влажность материала, %; c_0 – теплоемкость сухого материала, Дж/(кг/К); c_e – теплоемкость воды при температуре окружающей среды.

Полученный массив экспериментальных и расчетных значений температур материала дает возможность заранее выбрать параметры установки для наиболее эффективного процесса выхода биологически активных компонентов. Также в ходе проведения полевых испытаний полученных экстрактов выявлено, что при увеличении температуры экстрагента начинается интенсивное образование пузырьков на границе раздела и интенсивность передачи микроволновой энергии падает. Поэтому, максимальный выход биологически активных компонентов вещества происходит при температуре 30..60 °C.

Важный момент при экстрагировании в МВ камере является выбор мощности магнетрона. Ряд опытом проведенных на лабораторной установке показал, что мощность магнетрона в 900 Вт способна вызывать неоднородный прогрев материала с максимальным перепадом температур в объеме, что приводит к возникновению локальной области с высокой температурой, которая была названа “Hotspot”, что нежелательно при равномерном нагреве, когда необходимо обеспечить равномерную плотность теплового потока [5].

Одним из вариантов экстрагирования биологически активных веществ является соединение процесса нагрева в камере микроволновой установки с последующим перемешива-

нием на открытой поверхности, однако данный способ подходит только для трудноизвлекаемых компонентов требующих длительной обработки.

Выводы

Зависимость для расчета средней температуры материала, нагреваемого в микроволновом поле, полученная с учетом теплоотдачи с окружающей средой, позволяет с достаточной точностью определять температуру, однако при этом следует располагать данными по КПД камеры для правильной оценки удельной мощности внутренних источников теплоты.

Список литературы

1. Hagh, A. K., Ghanadzadeh, H. Experimental study on combined infrared and microwave drying of porous media with particular application in wood industry // *Int. J. of Applied Mechanics and Engineering*. – 2006. – Vol. 11. – No. 4. – P. 985-991.
2. Chua, K. J., Chou, S. K. A comparative study between intermittent microwave and infrared drying of bioproducts // *Int. J. of Food Science and Technology*. – 2005. – 40, – P.23–39.
3. Лыков А.В. Теория теплопроводности / Алексей Васильевич Лыков. – М., 1967. – 559 с.
4. Bingol, G., Pan, Z., Roberts, J. et al. Mathematical modeling of microwave-assisted convective heating and drying of grapes // *Int. J. Agric and Biol Eng.* – 2008. – Vol. 1, No.2. – P. 46-54.
5. Garcia-Reimbert, C, Minzoni, A, Smyth, N. Effect of radiation losses on hotshot formation and propagation in microwave heating// *IMA j. Appl. Math.* – 1996. – 57. – 165-179.

УДК 621.5:536.7

ANALYSIS OF THE CAUSES OF FAILURE OF REFRIGERATION EQUIPMENT IN THE TRADE COMPANY

АНАЛИЗ ПРИЧИН ПОЛОМОК ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ТОРГОВЛИ

Furkalo. S.V. ¹ , principal engineer Danko V.P. ² , Ph. D.	Фуркало С.В. ¹ , ведущий инженер Данько В.П. ² , к.т.н., доцент
1 – SC «Tander», Krasnodar Branch, Russia, 350072, Krasnodar, Levanevskogo Str., 185 2 – Plekhanov Russian University of Economics, Krasnodar Branch, Russia, 350002, Krasnodar, Severnay Str., 360	1 – АО «Тандер», РФ, 350072, г. Краснодар, ул. Леваневского, 185 2 – Российский экономический университет им. Г.В. Плеханова, РФ, 350002, г. Краснодар, ул. Северная, 360
E-mail: vladislav.danko@mail.ru	

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, супер-

маркеты 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 постоянного нахождения 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].

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 поломок 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 паянном 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 не ремонтнопригодными.

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 сгоранию компрессоров из-за эксплуатации компрессоров с неисправным пусковым конденсатором.

К потере емкости пускового конденсатора может привести несколько факторов, а именно: 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 приводит 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 пуско-защитном 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. Тепломассообменные аппараты с подвижной насадкой для традиционных и альтернативных энергетических систем / А. Н. Горин, А. В. Дорошенко, В. П. Данько // Испарительное охлаждение, осушение и кондиционирование воздуха. – Донецк, 2013.
2. Использование альтернативных источников энергии и вторичных энергоресурсов в холодильной отрасли / В. П. Данько, А. Б. Кудрин, В. Н. Радионенко – Донецк, 2015.
3. Исследование гидродинамических процессов в псевдооживленном слое тепломассообменных аппаратов для альтернативных систем жизнеобеспечения / В. П. Данько // Инженерная физика. – 2017. – № 11. – С. 70-75.
4. Влияние интенсивности внешнего шума на кинетику связывания лигандов с рецепторами / В. Б. Аракелян, В. П. Данько, Р. П. Григорян // Известия Национальной Академии наук РА Физика. – 2017. – Т. 52. – № 1. – С. 94-101.
5. Холодильное оборудование предприятий пищевой промышленности / В. В. Осокин, А. С. Титлов, С. Ф. Горькин, А. Б. Кудрин – Донецк-Одесса, 2011.
6. 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. Физические основы низкотемпературной техники и холодильной технологии / В. П. Данько, В. В. Карнаух, А. Б. Кудрин, В. Н. Радионенко. – Донецк-Краснодар, 2016.
8. Альтернативные системы жизнеобеспечения на основе цикла с непрямой регенерацией абсорбента / В. П. Данько, А. В. Дорошенко // Известия ВУЗов. Проблемы энергетики. – 2017. № 9-10.
9. Исследование влияния концентрации раствора абсорбента на эффективность работы тепломассообменных аппаратов с подвижной насадкой / В. П. Данько // В сборнике: Казахстан-Холод 2017. – Алматы, 2017. – С. 65-69.

**SOURCES OF THERMAL HUMIDITY RECEIVABLES IN AIR ENVIRONMENT
OF CANNING ENTERPRISES**

**ИСТОЧНИКИ ТЕПЛОВЛАГОВЫДЕЛЕНИЙ В ВОЗДУШНУЮ СРЕДУ
КОНСЕРВНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

Volchok V.A.¹, Ph.D. Volchok H.V.²	Волчок В.А.¹, к.т.н. Волчок Е.В.²
<p>1 – Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine, 65039, Odessa, Kanatnaya Str., 112</p> <p>2 – Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine, 65039, Odessa, Kanatnaya Str., 112</p>	<p>1 – Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, 65039, Одесса, ул. Канатная, 112</p> <p>2 – Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, 65039, Одесса, ул. Канатная, 112</p>
E-mail: recvic@te.net.ua¹, recvicv@gmail.com¹, evolchok8@gmail.com²	

Abstract

The questions of ventilation and climatization are considered on canning enterprises taking into account the features of production. Sources are certain thermal humidity in air of working zone. The values of thermal humidity are presented from a technological equipment.

Аннотация

Рассмотрены вопросы вентиляции и кондиционирования воздуха на консервных предприятиях с учётом особенностей производства. Определены источники тепло- и влаговыведений в воздух рабочей зоны. Представлены значения тепловыделений от технологического оборудования.

К состоянию воздушной среды в помещениях для проведения технологических процессов в различных отраслях промышленности предъявляются определенные требования, регламентируемые нормативными документами. Согласно действующим санитарным нормам и правилам в производственных помещениях должны поддерживаться нормированные условия труда – температура воздуха 22 °С, относительная влажность 40-50 %, скорость воздуха в отсутствие теплового излучения – 0,3 м/с, при его наличии – 1,5 м/с [1]. Помимо основных нормируемых параметров (температура, влажность, скорость движения воздуха), к состоянию воздушной среды могут предъявляться дополнительные технологические и гигиенические требования (очистка от механических и бактериальных загрязнений) как снаружи, так и внутри технологического оборудования.

Для обеспечения указанных требований на предприятиях необходимо наличие систем вентиляции и кондиционирования воздуха, в круг задач которых входит создание и автоматическое поддержание необходимых параметров воздушной среды при изменяющихся поступлениях теплоты и влаги в помещения [2].

Независимо от области применения техника вентиляции и кондиционирования воздуха основана на совокупности общих принципов и подходов, сочетание которых находит практическое применение для конкретной суммы условий.

Для проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха (СКВ) необходимо обладать исходными данными, которые включают информацию о параметрах возду-

ха, источниках поступления тепла и влаги, составе и концентрации газообразных соединений в рабочей зоне.

В современной литературе достаточно широко освещены вопросы вентиляции помещений предприятий зерноперерабатывающих, хлебопекарных, масложировых, сахарных, кондитерских, чайных, мясных, молочных, рыбных, спиртовых, ликероводочных и пивоваренных производств и очень мало уделено внимания кондиционированию и вентиляции консервных предприятий.

Особенностью консервного производства является обработка фруктов и овощей различными способами с целью подавления или полного прекращения жизнедеятельности микроорганизмов, а также прекращения нежелательных биохимических процессов для возможности длительного сохранения продуктов. К этим способам относятся сушка, охлаждение, замораживание, воздействие соли и сахара при их высокой концентрации, бланширование, пастеризация и стерилизация путем термообработки, применение диоксида углерода и антисептиков, воздействие ионизационным излучением.

Практически все технологические процессы консервного производства связаны с тепло- и влаговыделениями в течение смены и колеблются в широком диапазоне. При этом температура воздуха может изменяться от 20 °С до 45 °С, влагосодержание – от 0,1 г/кг до 25 г/кг, интенсивность теплового излучения колеблется от 1 до 10 кВт/м².

Процесс консервирования в основном состоит из подготовки сырья (мойка, дробление) и тепловой обработки – бланшировка, обжарка, пастеризация, стерилизация. При этом выделяется теплота, влага и газы.

На участках мойки и дробления сырья преобладает выделение избыточной влаги. Совместное выделение теплоты и влаги наблюдается в цехах тепловой обработки, где сосредоточено большое количество технологического оборудования и обслуживающего персонала. Эти факторы оказывают влияние на выбор вентиляции и СКВ. В некоторых случаях целесообразно ограничиться приточно-вытяжной вентиляцией, в силу того, что большинство консервных предприятий работает в теплое время года.

Для бланшировки горячей водой и водяным паром используют ленточные и шнековые бланширователи (шпарители) различной производительности. Овощи, подлежащие обжарке, погружаются на несколько минут в растительное масло, нагретое до 120-140°С в паромасляной печи.

При бланшировании и обжарке испаряется значительное количество влаги и выделяется теплота в окружающую среду. При обжарке происходят два противоположно направленных процесса массообмена: выпаривание влаги (направлен наружу) и впитывание масла (направлен внутрь). Водяного пара выпаривается больше, чем впитывается масла, поэтому масса сырья уменьшается.

Для определения количества выпаренной влаги можно воспользоваться формулой:

$$W_0 = \frac{m \cdot W}{100},$$

где m – масса сырья до тепловой обработки, кг;

W – процент у жарки продукта, %.

В производственных условиях при обжаривании овощей удаляется свободная влага, которая выделяется из клеток после их плазмолиза под воздействием высокой температуры и образовавшимся давлением пара внутри продукта. С повышением температуры масла скорость удаления влаги из продукта увеличивается в результате повышения давления паров воды.

Для каждого вида сырья установлен определенный процент у жарки, тогда как количество влаги в сырье варьируется в зависимости от многих факторов (сорт, размер, условия выращивания и хранения). Например, при обжарке предварительно измельченной моркови массой 2000 кг количество выделенного водяного пара из сырья может составлять 1130 кг.

Пастеризации (обработка при температурах ниже 100°С) подвергаются фруктовые консервы (компоты, соки, джемы), стерилизации – (диапазон температур 110-125°С) – малокислотные консервы (мясные, рыбные, овощные) [3]. Пастеризацию проводят в открытых аппа-

ратах при атмосферном давлении, с погружением консервов в воду, стерилизацию – в закрытых аппаратах под избыточным давлением (автоклав). В обоих случаях в воздух рабочей зоны попадает большое количество водяного пара и теплоты, которые необходимо удалять.

Во время работы теплового технологического оборудования температура продукта и теплоносителя может изменяться из-за изменения давления греющего пара и коэффициента теплопередачи или из-за частичного прекращения отвода конденсата, а также в случае увеличения загрузки аппарата сырьем сверх расчетной производительности. Совокупность всех факторов не дает возможности с уверенностью утверждать о величине полных влаговыделений при работе технологического оборудования. Имеющиеся данные носят лишь рекомендательный характер.

На протяжении двух сезонов переработки фруктов и овощей проводились наблюдения и регистрация работы технологического оборудования консервных предприятий юга Украины. В результате получены значения тепловыделений технологического оборудования консервных предприятий, найденные на основе измерения величины и температур теплопередающих поверхностей, сравнение с их паспортными данными, с учетом необходимой технологической температуры обработки продукта. Следует отметить, что не всегда экспериментальные данные согласовывались с заявленными в паспортах технологического оборудования значениями температуры на поверхности аппарата. Проанализированы возможные отклонения в результате проведенных измерений.

В таблице 1 представлены средние значения тепловыделений от технологического оборудования консервных производств, полученные в ходе наблюдений за работой нескольких машин и аппаратов на различных предприятиях отрасли.

Таблица 1 – Тепловыделения от технологического оборудования

Технологическое оборудование	Производительность	Тепловыделения, кДж/ч
Машина для мойки стеклянных банок 0,5– 1 л	1500 банок/ч	27000
Машина для мойки фруктов и овощей	1 т/ч	8000
Теплообменник для подогрева соков	2000 л/ч	13000
Бланширователь	5 т/ч	12000
Паромасляная печь	2 т/ч	7000
Деаэратор-пастеризатор	1,2 т/ч	8000
Варочный котёл	300 л/ч	29000
Вакуум-выпарной аппарат	500 л/ч	17000
Пароварочная плита	1,5 м ²	25000
Автоклав	2 корзины	1300
Пастеризатор-охладитель	2000 л/ч	8400

Далеко не все консервные предприятия имеют в своем арсенале развитую систему кондиционирования в силу многих причин, в первую очередь экономических. Тем не менее, существует ряд мероприятий, способствующих созданию благоприятных условий труда и не противоречащих технологическим требованиям производства.

Одним из них является создание воздушного душирования или локальное кондиционирование воздуха на рабочем месте. Это в первую очередь относится к цехам с тепловым воздействием на организм человека (бланшировочное и обжарочное отделения, вакуум-выпарная установка, участок закатки готовой продукции, пастеризаторы и автоклавы).

Учитывая характер и особенности консервного производства, кондиционирование и вентиляцию воздуха в производственных помещениях необходимо проводить с учетом ассимиляции избыточной теплоты и влаги путем удаления избытков паровоздушной смеси. По-

лученные значения тепловыделений от технологического оборудования могут быть использованы при проектировании и реконструкции вентиляции и СКВ консервных предприятий.

Авторы выражают благодарность за полезные советы, обсуждения и замечания в ходе сбора и обобщения материала для этой статьи студентам-дипломникам, инженерам консервных предприятий и сотрудникам кафедр ОНАПТ.

Список литературы

1. Гігієна праці [Текст]: підручник / під ред. Ю.І. Кундієва, О.П. Яворовського. – К.: Медицина, 2011. – 904 с.
2. Полушкин, В.И. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха (теоретические основы создания микроклимата) / В.И. Полушкин, О.Н. Русак, С.И. Бурцев и др. Учеб. Пособие. СПб: Профессия, 2002. – 176 с.
3. Загибалов, А.Ф. Технология консервирования плодов и овощей и контроль качества продукции / А.Ф. Загибалов, А.С. Зверькова, А.А. Титова, Б.Л. Флауменбаум. – М.: Агропромиздат, 1992. – 352 с.

УДК 621.565.83, 004.94

DEVELOPMENT OF THE TECHNO-ECONOMIC COMPUTER MODEL OF THE NIGHT RADIATIVE COOLING SYSTEM

РАЗРАБОТКА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ КОМПЬЮТЕРНОЙ МОДЕЛИ СИСТЕМЫ НОЧНОГО РАДИАЦИОННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

<p>Tsoy A.P.¹, PhD Granovskiy A.S.² Baranenko A.V.³, PhD Tsoy D.A.³</p>	<p>Цой А.П.¹, к.т.н. Грановский А.С.² Бараненко А.В.³, д.т.н. Цой Д.А.³, докторант</p>
<p>1 – Almaty Technological University, Kazakhstan, 050012, Almaty, Tole bi street, 100</p> <p>2 – ТОО «Тениз», Kazakhstan, 050008, Almaty, Abay ave., 52G, office 103</p> <p>3 – ИТМО University, Russia, 197101, St. Petersburg, Kronverksky prospect, 49</p>	<p>1 – Алматинский технологический университет, Казахстан, 050012, г. Алматы, ул. Толе би, 100</p> <p>2 – ТОО «Тениз», Казахстан, 050008, Алматы, пр. Абая 52Г, офис 103</p> <p>3 – Университет ИТМО, Россия, 197101, г. Санкт-Петербург, Кронверкский проспект, д. 49</p>
<p>E-mail:teniz@bk.ru, granovskiy.a@rambler.ru</p>	

Abstract

In this study the results of the development of a computer technical and economic model of a night-time radiative cooling system are presented. The model describes a combination of vapor compression refrigeration machine and night radiative cooling system. The calculation methods used in the model are listed. Some dependencies for calculation of the cost of system components and their effectiveness are described. The structure of computer model classes is shown.

Аннотация

В докладе представлены результаты работ по разработке компьютерной технико-экономической модели системы ночного радиационного охлаждения, используемой совместно с

парокомпрессионной холодильной машиной. Перечислены методики расчетов, применяемых в модели. Описаны некоторые зависимости для расчета стоимости компонентов системы и их эффективности. Изображена структура классов компьютерной модели.

Системы ночного радиационного охлаждения (НРО), в которых сброс тепла производится за счет инфракрасного излучения, проходящего через атмосферу в окружающее космическое пространство, известны достаточно давно [1]. Однако, как это было показано в предыдущих работах [2], существует ряд проблем, препятствующих их широкому распространению.

Главная проблема на данный момент связана с необходимостью больших площадей для размещения радиаторов и аккумулятора холода и их стоимостью. Хотя происходит постоянное совершенствование конструкций радиаторов [3–6], системы НРО все еще не обладают технико-экономическими характеристиками достаточными для того, чтобы они могли конкурировать с традиционными парокомпрессионными холодильными машинами.

Как было показано ранее [7], в некоторых случаях использование систем НРО позволяет сократить потребление электроэнергии на 30...50% по сравнению с простейшими традиционными парокомпрессионными холодильными машинами. Однако величина капитальных затрат на создание систем НРО на данный момент не позволяет получить для них приемлемый срок окупаемости.

Задача поиска оптимальных решений систем НРО является достаточно сложной, так как она связана как с детальным изучением конструкции самим систем НРО, так и с исследованием работы холодильных систем в различных климатических условиях в течение длительных периодов времени (годовых циклов).

Разработанные математические модели [8] главным образом направлены на исследование термодинамических и гидравлических процессов, происходящих в системах НРО. Однако, данных, используемых в этих моделях не достаточно для оценки технико-экономической эффективности той или иной конструкции системы НРО.

Поэтому важно разработать технико-экономическую модель систем НРО, которая позволит производить оценку энергетической эффективности и стоимости различных вариантов систем НРО, что должно дать возможность выбрать наиболее перспективные конструкции систем НРО и сформировать требования к элементам их конструкций, достижение которых обеспечит практическую применимость систем данного типа для конкретного режима работы в заданном регионе.

При разработке технико-экономической модели также следует учитывать, что за счет одного только НРО не всегда возможно поддерживать требуемую температуру охлаждаемого объекта в течение годового цикла, и интерес представляет исследование комбинированных систем, использующих НРО совместно с обычной парокомпрессионной холодильной машиной (рисунок 1).

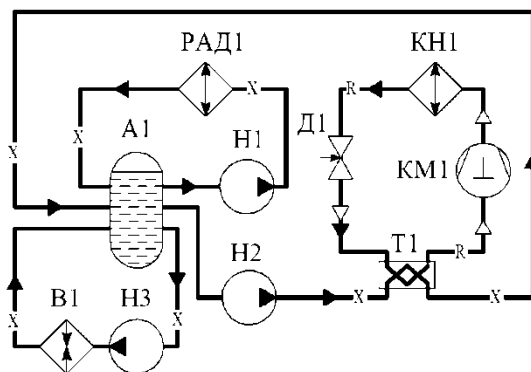


Рисунок 1 – Пример принципиальной схемы комбинированной системы хладоснабжения: РАД1 – радиатор; А1 – аккумулятор холода; Н1, Н2, Н3 – циркуляционные насосы; КН1 – конденсатор; Д1 – дросселирующее устройство; КМ1 – компрессор; Т1 – теплообменник «жидкость – хладагент»; В1 – воздухоохладитель

Обозначения трубопроводов: R – трубопровод для хладагента; X – трубопровод для теплоносителя.

Таким образом, было определено, что модель должна автоматически рассчитывать:

1. Температуру воздуха в охлаждаемом объеме и величину теплопритоков в охлаждаемое помещение (теплообменнике, аппарате);
2. Затраты энергии на транспортировку и охлаждение теплоносителя (в электродвигателях насосов и компрессоров);
3. Все значимые виды теплопритоков к теплоносителю в системе (через стенки трубопроводов и аккумуляторов, от насосов и т.п.);
4. Стоимость компонентов системы (радиаторов, холодильной машины, аккумулятора, насосов, трубопроводов, теплообменников, трубопроводной арматуры, теплоизоляционных материалов и т.п.) в зависимости от их размеров;
5. Площадь радиаторов в зависимости от холодопроизводительности, температурного режима охлаждаемого объекта и климатических условий;
6. Требуемую холодопроизводительность парокомпрессионной холодильной машины в зависимости от тепловой нагрузки и температуры охлаждаемого объекта и климатических условий;
7. Объем аккумулятора, размеры трубопроводов, мощность насосов, мощность охлаждающего теплообменника (воздухоохладитель, жидкостной теплообменник).

Для повышения точности расчетов перечисленных параметров необходимо также учитывать следующие факторы:

1. Влияние масштаба элементов системы на их рабочие характеристики (например: зависимость КПД насосов и компрессоров от их объемной производительности);
2. Изменение термодинамических и транспортных свойств теплоносителей в зависимости от его температуры, а также возможность застывания теплоносителя в трубопроводах. Дело в том, что в предполагаемых сценариях использования систем НРО они могут работать в довольно широком диапазоне температур окружающего воздуха от -30 до $+40^{\circ}\text{C}$, что значительно влияет на свойства теплоносителя.
3. Необходимость использования различных теплоносителей для разных температурных режимов работы системы НРО.

Для решения поставленной задачи моделирования использована среда SciLab с реализацией объектно-ориентированной модели программирования.

Для расчета потерь давления и процессов теплопередачи использованы стандартные методики, представленные в работах [9] и [10]. При расчете теплового баланса радиатора, для определения потока уходящего теплового излучения использована методика [11].

Для моделирования работы парокомпрессионного холодильного контура использована методика, основанная на методе последовательных приближений при вычислениях теплового баланса холодильной установки [12], складывающегося из холодопроизводительности испарителя, холодопроизводительности компрессора, и отводимой теплоты конденсации. Для определения термодинамических свойств хладагентов при расчете цикла используется библиотека CoolProp 6.1 [13].

Физические свойства влажного воздуха рассчитываются при помощи функций, описанных в работе [14].

Технические характеристики элементов системы (насосов, теплообменников, элементов парокомпрессионных холодильных машин) и их стоимость получены путем анализа данных, представленных производителями данного оборудования.

Например, анализ цен на циркуляционные насосы с мокрым ротором с номинальной объемной производительностью от $1,5$ до 40 м³/час показал, что их стоимость P (в USD) может быть упрощенно определена по формуле:

$$P = 275,72 \cdot \ln(V \cdot 3600) - 94,24,$$

где V – номинальная объемная производительность насоса, м³/с.

Для паяных пластинчатых теплообменников, которые в данном случае будут использоваться в качестве испарителей, интерес представляет удельная стоимость 1 м² теплооб-

менной поверхности. Она зависит от общей площади теплообменной поверхности в данном теплообменнике и может быть определена выражениями:

$$\text{для } 0,3 < A < 5 \text{ м}^2 \quad P_{\text{уд}} = 427,49 \cdot A^{-0,519};$$

$$\text{для } A \geq 5 \text{ м}^2 \quad P_{\text{уд}} = 457,6 \cdot A^{-0,301},$$

где A – общая площадь поверхности теплообмена, м^2 ;

$P_{\text{уд}}$ – удельная стоимость 1 м^2 теплообменной поверхности, $\text{USD}/\text{м}^2$.

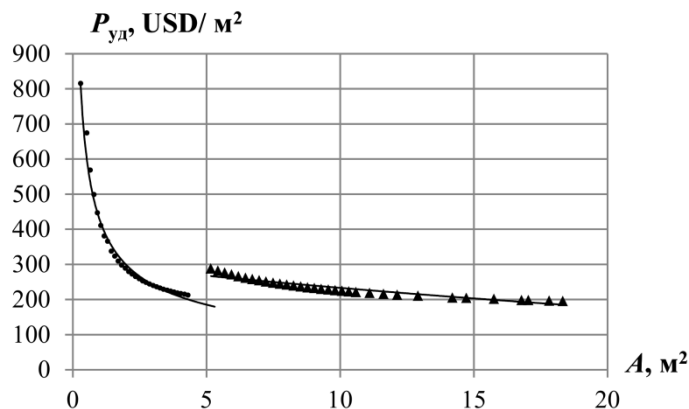


Рисунок 2 – Удельная стоимость 1 м^2 паяного пластинчатого теплообменника в зависимости от его общей площади

Зависимости аналогичного типа были получены для расчета стоимости трубопроводов, трубопроводной арматуры, фитингов, аккумуляторов холода, радиаторов, элементов парокомпрессионных холодильных машин. Таким образом, исключается необходимость ручного расчета стоимости компонентов системы, что ускоряет перебор вариантов.

Также значительное влияние на работоспособность системы оказывает зависимость эффективности элементов системы от их размеров. Например, для уже упомянутых циркуляционных насосов с мокрым ротором полный КПД, определяемый как отношение мощности, передаваемой жидкости, к мощности, потребляемой электродвигателем насоса, определяется выражением:

$$\eta = 0,087 \cdot \ln(V \cdot 3600) + 0,186.$$

Очевидно, что для циркуляционных насосов малых размеров КПД не превышает 20%, в то время как КПД больших насосов может составлять 50% и более. Следовательно, увеличение масштабов системы НРО может значительно повысить её энергетическую эффективность.

На основе установленных зависимостей разработаны классы объектов, описывающих те или иные части холодильной системы. Наиболее важные из созданных классов представлены на рис. 3.

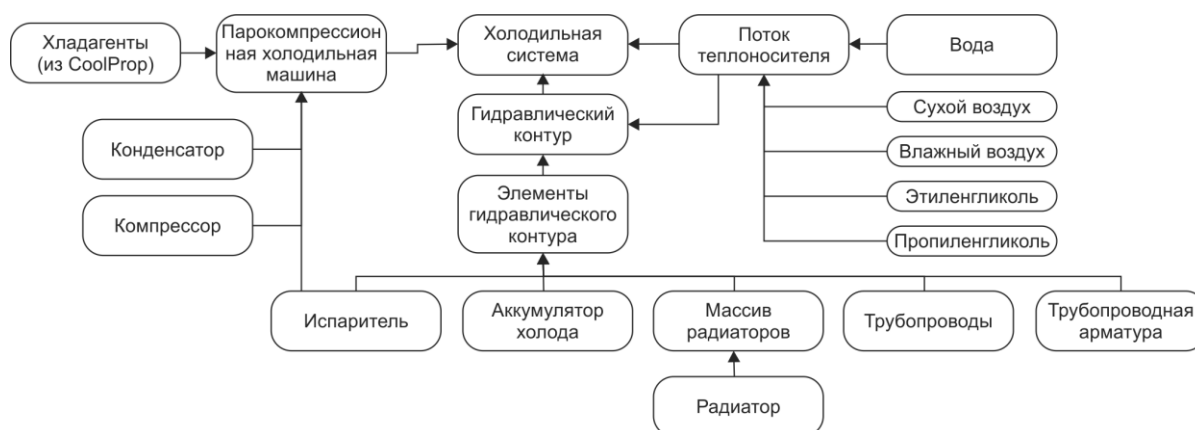


Рисунок 3 – Структура классов компьютерной модели холодильной системы с радиационным охлаждением

Классы объектов разработаны таким образом, чтобы можно было автоматически подбирать размеры отдельных элементов холодильной системы (радиатор, аккумулятор холода, холодильная машина, насосы, трубопроводы и т.д.) на основе данных о требуемой общей холодопроизводительности системы. При создании каждого объекта определяется его стоимость и технические характеристики.

Предлагаемый подход должен позволить значительно ускорить процесс перебора вариантов исполнения систем НРО и найти наиболее энергоэффективный и экономически выгодный вариант.

Благодарности

Представленная работа выполнена в рамках проекта AP05130918, осуществляемого по программе грантового финансирования Министерства образования и науки Республики Казахстан по научным и (или) научно-техническим проектам на 2018-2020 годы.

Список литературы

1. Catalanotti, S. et al. The radiative cooling of selective surfaces // *Sol. Energy*. – 1975. – Vol. 17, № 2. – P. 83–89.
2. Цой, А.П., Грановский, А.С., Цой, Д.А. Техничко-экономические проблемы, связанные с использованием систем ночного радиационного охлаждения и пути их возможного решения // *Інновації в судобудуванні та океанотехніці: матеріали VII Міжнародної науково-технічної конференції*. – Миколаїв: НУК, 2016. – С. 222–225.
3. Raman, A. P. et al. Passive radiative cooling below ambient air temperature under direct sunlight // *Nature*. – 2014. – Vol. 515. – P. 540–544.
4. Tevar, J. a. F. et al. Modelling and experimental analysis of three radioconvective panels for night cooling // *Energy Build.* – 2015. – Vol. 107. – P. 37–48.
5. Liu, Z., Tan, H., Ma, G. Experimental investigation on night sky radiant cooling performance of duct-type heat exchanger // *Int. J. Vent. Taylor & Francis*, 2017. – Vol. 16, № 3. – P. 255–267.
6. Craig, S. et al. BioTRIZ Suggests Radiative Cooling of Buildings Can Be Done Passively by Changing the Structure of Roof Insulation to Let Longwave Infrared Pass // *J. Bionic Eng.* – 2008. – Vol. 5, № 1. – P. 55–66.
7. Fernandez, N. et al. Energy Savings Potential of Radiative Cooling Technologies: PNNL-24904. – Oak Ridge, 2015. – 58 p.
8. Цой, А.П., Грановский, А.С., Цой, Д.А. Моделирование работы холодильной системы ночного радиационного охлаждения в условиях определенного климата // *Известия научно-технического общества «КАХАК»*. – 2015. – № 3. – P. 95–103.
9. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. 3-е изд. / Под ред. М.О. Штайберга. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
10. Мухачев, Г. А., Шукин В. К. Термодинамика и теплопередача: Учеб. для авиац. вузов. 3-еизд. – М.: Высшаяшкола, 1991. – 480 с.
11. Zhang S., Niu J. Cooling performance of nocturnal radiative cooling combined with microencapsulated phase change material (MPCM) slurry storage // *Energy Build. ElsevierB.V.*, 2012. – Vol. 54. – P. 122–130.
12. Кишкин, А. А, Лавров, Н. А., Делков, А. В., Мокеев, В. В. Моделирование режимов работы малых холодильных установок // *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение»*. – 2012. – № 5 (5). – С. 91–98.
13. Bell, I. H. et al. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp // *Ind. Eng. Chem. Res.* – 2014. Vol. 53, № 6. – P. 2498–2508.
14. Тарабанов, М. Г., Коркин, В. Д., Сергеев В. Ф. Влажный воздух. Справочноепособие. – Москва: НИ «АВОК», 2004. – 116 с.

CRYO PROCESSING AS A WAY TO REDUCE THE GLYCEMIC INDEX OF POTATO PRODUCTS

КРИООБРАБОТКА КАК СПОСОБ СНИЖЕНИЯ ГЛИКЕМИЧЕСКОГО ИНДЕКСА КАРТОФЕЛЕ ПРОДУКТОВ

Dotsenko N.V. ¹ , PhD, associate professor Podoroga V.I. ² , master	Доценко Н.В. ¹ , к.т.н., доцент Подорога В.И. ² магистр
1 - Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine, 65039, Odessa, Kanatnaja str. 112 2 - ООО "PF GROUP", Ukraine, 65026, Odessa, Deribasovskaja str. 21	1 – Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, 65039, г.Одесса, ул.Канатная, 112 2 – ООО «ПХ ГРУП», Украина, 65026, г. Одесса, ул. Дерибасовская, 21

Abstract

Recently, the consumption of potato products has decreased because of its high caloric value, which does not correlate with the products of healthy nutrition. The article presents the research of a method for low-temperature processing of potato products to reduce their glycemic index, and accordingly the caloric content of the product. On the basis of the studies carried out, it can be concluded that freezing potatoes in liquid nitrogen vapor at a temperature of -900C for 60s and subsequent grinding and cooking allowed to reduce its glycemic index by 12 units. Due to the increase in the stability of starch to the action of digestive enzymes, and the mass fraction of sugars after amylase hydrolysis decreased in 2-2,7 times. The technology allows to avoid preliminary blanching, changes the ratio in the starch structure in favor of amylase by 52-63%, thereby increasing the stability of starch by enzymatic disintegration in the gastrointestinal tract, which makes it possible to use such potatoes in preventive and curative nutrition.

Аннотация

В последнее время употребление картофелепродуктов сократилось из-за их высокой калорийности, что не соотносится с продуктами здорового питания. В статье приведены исследования способа низкотемпературной обработки продуктов из картофеля с целью снижения их гликемического индекса, а соответственно и калорийности продукта. На основании проведенных исследований можно сделать вывод, что замораживание картофеля в парах жидкого азота при температуре -900C в течении 60с и последующего его измельчения и варки позволило снизить его гликемический индекс на 12 ед. за счет увеличения устойчивости крахмала к действию пищеварительных ферментов, а также уменьшилась массовая доля сахаров после гидролиза амилазой в 2-2,7 раза. Исследования могут использоваться в производстве быстрозамороженных продуктов из картофеля недлительного хранения (до 2мес.). Технология позволяет отказаться от предварительного бланширования, изменить соотношения в структуре крахмала в пользу амилазы на 52-63%, тем самым повысить устойчивость крахмала ферментативному распаду в желудочно-кишечном тракте, что дает возможность использования такого картофеля в профилактическом и лечебном питании.

Одной из основных сельскохозяйственных культур, составляющих значительную часть рациона питания людей во многих странах мира, является картофель. Это растение, как куль-

тура умеренного климата, имеет широкий ареал произрастания и является одним из наиболее экономически выгодных продуктов земледелия.

Широкому распространению картофеля способствовали его вкусовые и питательные свойства. В последнее время употребление картофелепродуктов сократилось из-за их высокой калорийности, что не соотносится с продуктами здорового питания. Если сравнить калорийность и белковый состав картофеля, риса и пшеницы, то наибольшее число калорий содержится именно в картофеле. Однако, диетологи рекомендуют не исключать этот продукт из рациона, а ограничить частоту его потребления. Картофель содержит белок, близкий по составу животному белку, а минеральные вещества представлены солями магния, кальция, железа, фосфора, йода. Кроме того, в картофеле содержится калий (до 20% суточной нормы) — минерал, способный снизить влияние натрия на кровяное давление. Хорошее воздействие оказывают на организм человека разнообразные витамины: С, В₁, В₂, В₆, РР, фолиевая кислота, пектиновые вещества и органические кислоты, которые содержатся в картофеле.

Таким образом, несмотря на высокую энергетическую ценность картофеля, он не содержит жиров, холестерина, а белок и клетчатка, содержащиеся в нем, обеспечат пролонгированное чувство сытости. Его употребление может обеспечить жизнедеятельность и трудоспособность людей даже в том случае, если кроме него употреблять очень незначительное количество других продуктов.

Умеренное потребление картофеля снижает давление, риск сердечных заболеваний и инсульта среди людей с избыточным весом и гипертонией. В рацион больных сердечно-сосудистыми и почечными заболеваниями врачи-диетологи часто вводят несоленый печеный картофель, польза которого обусловлена большим содержанием калия.

Однако, картофель неслучайно классифицируют как продукт с высоким гликемическим индексом (ГИ): он оказывает большее влияние на уровень сахара в крови, потому что содержит углеводы, способные быстро расщепляться в желудочно-кишечном тракте, в отличие от продуктов с низким ГИ (например, бобы или некрахмальные овощи). При этом важную роль играет способ кулинарной обработки продукта. Так, гликемический индекс жареного картофеля составляет – 85-90ед., картофельного пюре без жира – 70ед., а целого отварного картофеля – 65ед.[1]

Для диетического питания такие показатели, как гликемический индекс и устойчивость крахмала, имеют большое значение. Поэтому способы, позволяющие снизить этот показатель в процессе производства продуктов на основе картофеля, являются весьма актуальными.

Большая часть углеводовосодержащих продуктов, которые входят в рацион современного человека, содержат крахмальные вещества. Растительные продукты, содержащие крахмал, можно условно разделить на четыре группы: злаки, бобовые, клубневые и фрукты..[2]

Для того чтобы крахмал, который входит в состав этих продуктов, поглощался стенками кишечника и поступал в кровь, он предварительно должен превращаться в глюкозу. Расщепление его осуществляется благодаря ферментам, в частности амилазы. Переваривание крахмалов начинается в ротовой полости с помощью слюны и продолжается в тонком кишечнике после их прохождения через желудок.

Об уровне всасывания глюкозы и, соответственно, об уровне усвояемости крахмала свидетельствует величина гликемии. Гликемический индекс отражает величину повышения гликемии после переваривания определенного продукта. Многочисленные опыты показали, что при равном содержании углеводов в различных продуктах уровень гликемии после их употребления существенно различается.

Степень усвояемости углеводовосодержащей пищи связана с тем, что часть крахмала не поддается расщеплению.

Зерна крахмала состоят из двух молекулярных соединений: амилозы и амилопектина. Они могут дополняться небольшим количеством неуглеводных компонентов (белков, липидов и др.).[2-5]

Физико-химическая природа крахмалосодержащих продуктов и их влияние на организм человека определяются, в основном, количественным соотношением между амилозой и амилопектином, которые присутствуют в этих продуктах.

Крахмал картофеля, например, содержит 17-22% амилозы, а в крахмале бобовых (чечевицы, фасоли и нута) ее гораздо больше - от 33 до 66%. [6,7]

Было исследовано, что чем ниже содержание амилозы в продукте, тем легче гидролизуются крахмал под действием пищеварительных ферментов и большая его часть превращается в глюкозу, что значительно повышает уровень глюкозы в крови.

Целью проведенной работы было исследование влияния низких температур на картофель для снижения его гликемического индекса и повышение выхода устойчивого крахмала.

Объектом исследований был выбран картофель, как один из основных продуктов с высоким содержанием крахмала в питании населения Украины. В среднем картофель содержит 18-25% сухих веществ, из которых 13-20% составляет крахмал. [2,8] Он содержится в виде крахмальных зерен размером от 1 до 100 мкм, которые неравномерно распределяются в плодах. Химический состав картофеля зависит от сорта, условий выращивания, сроков хранения и др.

Опыты проводили с клубнями картофеля сорта Славянка. В сыром картофеле, который служила контрольным образцом, определили общее содержание крахмала (в пересчете на сухое вещество) [9,10] - 18,3% и фракционный состав крахмала: амилозы - 19,5% и амилопектина - 80,5% (в пересчете на крахмал). Кроме крахмала образцы содержали 1% клетчатки; 1,3% белков; 1,5% сахаров; 1% минеральных веществ, следы жиров.

Производство замороженных продуктов питания из картофеля имеет ряд преимуществ по сравнению с традиционным его потреблением в свежем виде и способствует решению многих социальных и экономических задач. Организация массового производства этих изделий позволяет более полно удовлетворять возрастающие потребности населения и общественного питания в пищевых продуктах, готовых к употреблению, и полуфабрикатах; ликвидировать перебои в торговле этим продуктом и создать резервы в виде продуктов длительного хранения,

Наиболее распространенный способ получения замороженного картофеля предусматривает, что отсортированные, очищенные и промытые клубни подают на резку, после чего их бланшируют в течение 5-10 мин, в зависимости от размера нарезки, при температуре 75-90°C. Как правило, в традиционных технологиях проводят дополнительную обработку картофеля химическими растворами для желатинизации крахмала и стандартизации цвета.

В качестве альтернативы бланшированию было предложено использовать действие низких температур. Сверхнизкие температуры получают посредством кипения хладагентов, в качестве которого использовали жидкий азот. Популярность этого вещества объясняется его нетоксичностью, низкой температурой кипения и бактерицидными свойствами.

Из-за интенсивного отвода тепла может наблюдаться растрескивание продукции, что происходило при погружении нарезанного картофеля толщиной 1-0,5см в жидкий азот. Чтобы этого не происходило, использовали замораживание образцов в парах жидкого азота с температурой -70...-90 °С в течение 30с, 60с и 90с.

Благодаря сверхбыстрому замораживанию в нарезанном полуфабрикате без использования предыдущих обработок существенных органолептических изменений не обнаружено. После замораживания полуфабрикат измельчали и определяли фракционное содержание крахмала. Результаты исследований приведены в табл. 2.

Таблица 2 – Влияние различных видов обработки на крахмал картофеля

Условия обработки	Продолжительность процесса температурной обработки	Массовая доля крахмала (в пересчете на сухое вещество,%)	Массовая доля амилозы (в пересчете на крахмал, %)	Массовая доля амилопектина (в пересчете на крахмал, %)
1. Контроль (сырье без обработки)	-	18,3	19,5	80,5
3. Бланширование при 75 °С	12 мин	11,2	9,3	90,7
4. Бланширование при 90 °С	5 мин	10,7	8,9	91,1
5. Замораживание при -70 °С	90 с	16,7	23,3	76,7
6. Замораживание при -90 °С	30 с	17,3	21,2	78,8
7. Замораживание при -90 °С	60 с	17,0	21,5	78,5

Бланширование – сложный многостадийный процесс, в результате которого стенки растительной клетки (целлюлозная основа) сохраняются, а во внутриклеточном пространстве происходят процессы клейстеризации крахмала и денатурации белка. Поэтому возникает необходимость в разработке технологии, которая бы позволила сохранить энзимрезистентный крахмал [11,12] при переработке картофеля на производстве, который не усваивается непосредственно человеком, но при этом является сильным пребиотиком, пищей для симбиотических бактерий толстого кишечника. Устойчивый крахмал ускоряет прохождение пищи через желудочный тракт.

При нагревании с водой структура крахмала меняется. Микропористое строение крахмальных зерен обуславливает их высокую сорбционную способность. Благодаря гидрофильным свойствам макромолекул амилозы и амилопектина крахмальные гранулы очень гигроскопичны, особенно картофельного крахмала. При контакте водорастворимых полисахаридов с водой молекулы воды сначала проникают с образованием водородных связей в наименее организованные участки цепи макромолекул. Такая начальная гидратация ослабляет межмакромолекулярные связи в плотных слоях и способствует проникновению воды и гидролизу крахмала [13,14].

В случае технологической обработки горячей водой крахмальные гранулы подвергаются необратимому процессу клейстеризации – разрушение аморфно-кристаллической структуры крахмальных гранул.

В процессе набухания и клейстеризации часть полисахаридов растворяется и остается в полости зерна, а часть макромолекул переходят в раствор. Набухание сопровождается гидратацией макромолекул амилозы и амилопектина, ослаблением и разрушением водородных связей между ними. В воде при температуре до 45°С крахмал набухает ограниченно, а с повышением температуры крахмальные гранулы поглощают больше воды, увеличиваются объем зерен и вязкость суспензии. При этом структура зерен разрушается и более растворимая часть крахмала – амилоза переходит в раствор. Определение содержания амилозы (11,2 и 10,7%) в бланшированных образцах при 70 и 90°С соответственно подтверждает ее переход в раствор.

Гранулы крахмала при нагревании с избытком воды подвержены желатинизации, которая происходит определенных температурных режимах. Этот фазовый переход является не равновесным процессом, который связан с диффузией молекул воды внутри гранул, их гидратацией, набуханием, поглощением теплоты и потерей кристалличности. Амилоза образует в горячей воде гидратированные мицеллы, но со временем ретроградирует. Ретроградация

происходит вследствие тенденции амилозных макромолекул образовывать малорастворимые агрегаты при участии водородных связей. На скорость ретроградации крахмала влияют: его концентрация, температура среды, наличие сахаров и солей. В работе исследовалось только влияние низких температур на этот процесс и скорости замораживания. Кристаллизация происходила с большой скоростью, при этом деструктивные изменения были существеннее при температуре замораживания $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ в течении 90 с, чем при $-90\text{ }^{\circ}\text{C}$ в течении 30 с и 60 с.

Амилопектин набухает в воде и дает стойкие вязкие коллоидные растворы; он препятствует ретроградации амилозы в растворах крахмала. Кристаллизация амилопектина приводит к увеличению жесткости желатинизированных гранул. Данные, относительно влияния моно- и дисахаридов на процесс ретроградации крахмала, приведенные в литературе, достаточно спорны и требуют отдельных исследований на разных видах крахмала.

Нагрев в водной среде может повышать гликемический индекс (ГИ) продукта. Например, морковь в сыром виде имеет ГИ 20, а после варки ее гликемический индекс поднимается до 50 вследствие клейстеризации крахмала, содержащегося в ней [1].

При высокой скорости замораживания картофельных образцов не успевают произойти структурные разрушения клеток в растительной ткани, что способствует максимальному сохранению химического состава замороженных продуктов. Полученные данные по фракционному составу соотношения амилозы (21,2 и 23,3%) и амилопектина (78,8 и 76,7 %) после обработки низкими температурами свидетельствуют о существенных изменениях в структуре крахмала. Можно утверждать, что низкотемпературная обработка картофеля и последующее его размораживание приводит к ретроградации крахмала, при которой увеличивается содержание амилозы, а это в свою очередь снижает гликемический индекс продукта. Ретроградация зависит от температуры замораживания, продолжительности ее воздействия, способа и продолжительности размораживания.

Для определения устойчивого крахмала, который является важным субстратом для микрофлоры кишечника, что предупреждает развитие онкозаболеваний желудочно-кишечного тракта, определяли массовую долю сахаров до гидролиза крахмала амилазой и после него [9]. Результаты представлены на диаграмме (рис. 1).

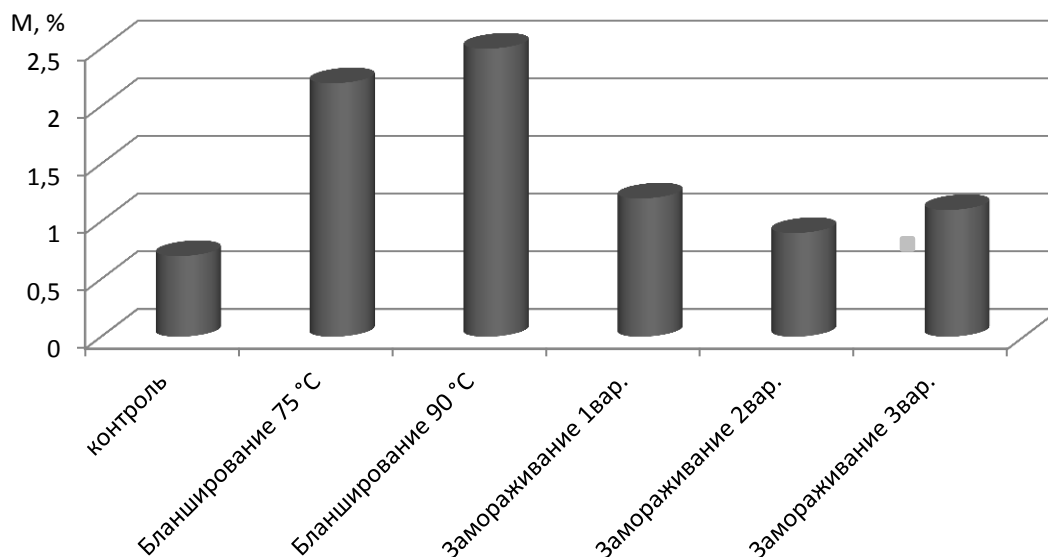


Рис. 1 – Диаграмма соотношения массовой доли сахаров (%) до(контроль) и после гидролиза амилазой при разных температурных обработках

После ферментативного гидролиза картофельного крахмала содержание сахаров в контрольном образце повышается с 0,7% до 3,0%. В бланшированных образцах картофеля от 0,4-0,55 % до 2,1-2,8 %, то есть бланширование при $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ приводит к значительному росту сахаров, свидетельствует о разрушении крахмальных структур.

Наилучшие результаты по снижению ферментативного распада крахмала полученные при низкотемпературной обработке – содержание сахаров после гидролиза изменилось в 1,3-1,7 раза, в то время как после предварительного бланширования количество сахаров увеличилось 3,1-3,8 раза.

Таким образом, питательные свойства углеводов могут значительно изменяться под действием различных факторов. Любая гидротермическая обработка промышленная или кулинарная приводит к существенным изменениям молекулярной структуры крахмала (изменяется соотношение амилозы и амилопектина), что в свою очередь влияет на процессы пищеварения в организме человека.

На основании проведенных исследований можно сделать вывод, что замораживание картофеля в парах жидкого азота при температуре -90°C в течении 60с и последующего его измельчения и варки позволило снизить его гликемический индекс на 12ед. за счет увеличения устойчивости крахмала к действию пищеварительных ферментов, а соответственно уменьшилась массовая доля сахаров после гидролиза амилазой в 2-2,7 раза. Так как количество амилозы при низкотемпературной обработке по данным эксперимента увеличивается, можно предположить, что часть амилопектина при этом воздействии переходит в амилозу (изменяется соотношение этих веществ в крахмале при бланшировании - 90,7 и 9,3%; при замораживании – 78,5 и 21,5%), и она желатинизирует, образуя дополнительные водородные связи. За счет таких преобразований в крахмале амилоза укрепляется и противостоит быстрому разрушению в желудке до простых углеводов, как в случае без замораживания. Поэтому полученный с помощью криообработки картофелепродукты может быть рекомендованы для использования в профилактическом и лечебном питании при сбалансированном меню.

Список литературы

1. Ефимов, А. С., Скробонская, Н. А. Клиническая диabetологии. – М.: Здоровье, 1998. – С. 273–277.
2. Крахмал и крахмалопродукты / Под ред. Н.Г.Гулюка. – М.: Агропромиздат, 1985. – 240 с.
3. Халиков, Р.М., Нимагатуллина, Г.Б. Трансформации макромолекул амилозы и амилопектина при технологической переработке крахмальных гранул растительного сырья в пищевой индустрии// Электронный журнал «NAUKA–RASTUDENT.RU». – 2015. – №.1. – [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://rastudent.ru/nauka/1/>
4. Smith, A.M., Zeeman, S.C., Smith S.M. Starch degradation // Ann. Rev. Plant Biol. – 2005. – V.56. – P.73–93.
5. Машуков,Н., Халиков,Р., Хараев,А. Стабилизация и модификация молекулярных структур. – Saarbrucken: Palmarium Academic Publishing, 2014. – 216 с.
6. Гавриленко, Т.А. Стратегия долгосрочного сохранения генофонда вегетативно размножаемых сельскохозяйственных растений в контролируемых условиях среды/ Гавриленко Т.А., Дунаева С.Е., Трускинов Э.В. и др. // Труды по прикладной ботанике, генетике и селекции. – 2007. – Т. 164. – С. 273–283.
7. Edesi, J., Kotkas, K., Mattila, A.M., Haggman, H. Preservation of potato (*Solanum tuberosum*) germplasm by the mean of cryopreservation // Meeting Workgroup 2 COST Action 871, Integration of cryopreservation in genebank strategies. – Germany, 2009. – P. 34.
8. Гудыма, А.И. Изменение углеводного комплекса сахарной кукурузы при замораживании и хранении / Гудыма А.И., Фрампольская Т.В., Кожухова М.А., Павлова Г.Н. // Изв. вузов. Пищ. техн. – Краснодар, 1997.– 8 с.
9. Методы биохимического исследования растений / А.И. Ермаков и др. – М.: Агропромиздат, 1987. – 430 с.
10. Хелдт, Г.В. Биохимия растений. – М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2011. – 471 с.
11. Павловская, Н.Е. Влияние ультразвука на крахмал картофеля / Павловская Н.Е., Гагарина И. Н., Горькова И.В. и др. // Пищевая пром-сть. – 2012. – №12. – С. 52–53.
12. James, M. G, Denyer, K., Myers, A. M. Starch synthesis in the cereal endosperm // Current Opinion in Plant Biology. – 2003. – V. 6. – P.215–222.

13. Tester, R.F., Karkalas, J., Qi, X. Starch – composition, fine structure and architecture // J. Cereal Sci. – 2004. – V.39. – P.151–165.

14. Доценко, С.М., Скрипко, О.В., Богданов, Н.Л. и др. Технология эмульсионных продуктов питания специализированного назначения // Пищевая промышленность. – 2014. – №7. – С.37-41.

УДК 664.723.047

STUDY OF THE FEATURES OF DRYING GRAIN IN MICROWAVE FIELD

ИЗУЧЕНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ СУШКИ ЗЕРНА В МИКРОВОЛНОВОМ ПОЛЕ

Volgusheva N.V. , PhD, Ass. Prof. Boshkova I.L. , Doct. of Tech. Sc, Ass. Prof.	Волгушева Н.В. , к.т.н., доцент Бошкова И.Л. , д.т.н., доцент
Odessa National Academy of Food Technologies, 1/3 Dvoryanska St., Odessa, Ukraine, 65082	Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, 65082, Одесса, Дворянская, 1/3

Abstract

The features of grain drying in a microwave field are investigated. We identified a cascade pressure growth in a container with humid grain when the layer's temperature exceeds 70 °C. The moisturizing effect of the lower layer of grain was established during its drying in MW field under conditions of a leakproof bottom. It is shown that at an initial moisture content in grain of 20 %, after 14 minutes of drying, the moisture content of the upper layer reached 15.5 %, of the middle layer – 14.5%, of the lower layer – 21.6 %.

Аннотация

Исследованы особенности сушки зерна в микроволновом поле. Обнаружен лавинообразный рост давления в емкости с влажным зерном при превышении температуры слоя 70°С. Установлен эффект увлажнения нижнего слоя зерна при его сушке в МВ поле в условиях влагонепроницаемого дна. Показано, что при начальном влагосодержании зерна 20% через 14 мин сушки влагосодержание верхнего слоя составило 15,5%, среднего – 14,5%, и нижнего – 21,6%.

Термообработка материалов растительного происхождения является определяющей для большинства технологических процессов, в частности, сушки, стерилизации и биостимуляции. Энергетический кризис и увеличение спроса на продукцию улучшенного качества вызвали необходимость совершенствования традиционных технологий и развития новых. В этом направлении методы с использованием энергии микроволнового электромагнитного поля (МВ ЭМП) давно зарекомендовали себя как высокоэффективные [1]. Применение микроволнового нагрева признано целесообразным для модернизации ряда технологических схем производств [2–5]. Однако неполнота знаний об эффектах воздействия микроволнового поля на не позволяет переходить на эффективные микроволновые технологии.

Исследование сушки при микроволновом нагреве показывает возможность существенного сокращения затрат энергии [6]. Микроволновой нагрев в режимах сушки демонстрирует существенную интенсификацию процесса [7]. При увеличении выходной мощности магнетрона в 4 раза длительность сушки снижается примерно в 5 раз. Однако в работе не приво-

дится анализ влияния вида материала и объема загрузки на необходимые характеристики, такие как длительность обработки и выходная мощность магнетрона. Продолжаются исследования микроволновой сушки фруктов и овощей [7, 18], однако сушка сырья с высоким влажностью не представляется целесообразной. Это приводит к потере качества и большим затратам энергии, поскольку основным веществом, поглощающим электромагнитную энергию, является вода. Микроволновая сушка зерновых, уровень влажностности которых составляет 20–22 %, является перспективной. На примере исследования кинетики сушки крупы гречихи в микроволновом электромагнитном поле показано, что кривые сушки содержат периоды, наблюдаемые при других способах подвода теплоты [9].

Особое внимание уделяется изучению температурного поля в материале для установления рациональных режимов [10, 11]. Большое значение имеет анализ неоднородности нагрева, что вызвано формой материала и его составом, а также неоднородным распределением электромагнитного поля в микроволновой камере [11]. Существенными сдерживающими факторами применения методов микроволнового нагрева в различных технологиях является недостаточная полнота теоретических и экспериментальных исследований. Недостаток данных не позволяет прогнозировать эффекты, возникающие в материале под действием микроволнового поля.

Целью работы является исследование особенностей процесса сушки слоя зерна при различных условиях отвода испарившейся влаги.

При исследовании сушки в микроволновом поле использовалось зерно гречихи и пшеницы. Начальное влажностности зерна изменялось от 20% до 22%, начальная температура – от 17 до 26°C, масса – от 0,05 до 1,2 кг, толщина слоя – от 0,008 до 0,07 м, площадь поверхности образца, открытой для удаления влаги – от $8 \cdot 10^{-3}$ до $94 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$. Мощность магнетрона варьировалась от 80 до 800 Вт.

Схема экспериментальной установки для исследования эффектов воздействия микроволнового поля на растительную ткань, приведена на рис. 1.

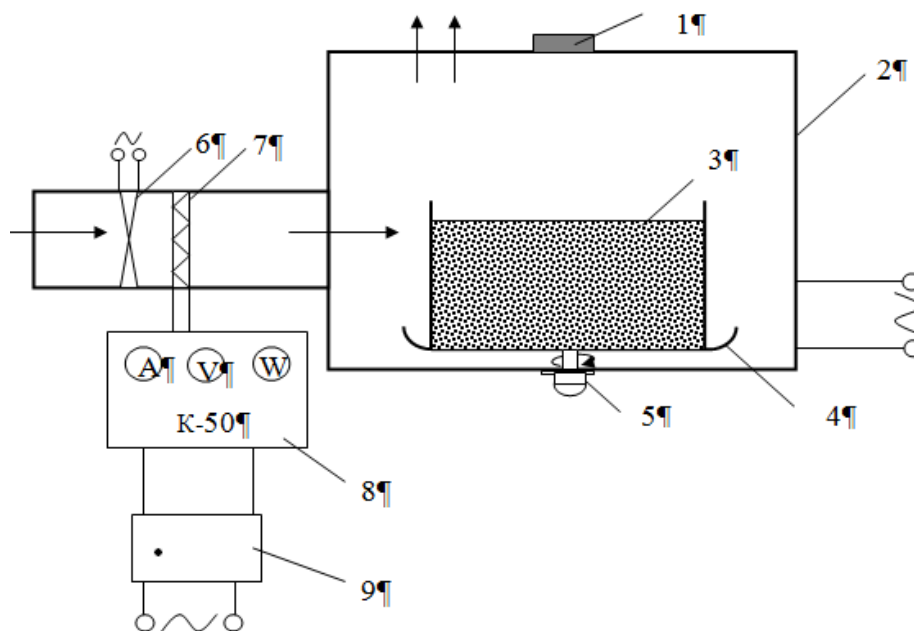


Рисунок 1 – Схема микроволновой экспериментальной установки: 1 – волновод; 2 – рабочая камера; 3 – экспериментальная ячейка; 4 – подставка; 5 – механизм привода; 6 – вентилятор; 7 – нагреватель; 8 – измерительный комплект; 9 – регулятор напряжения

Микроволновая энергия поступала в рабочую камеру прямоугольного сечения через волновод от магнетрона с частотой генерации 2,45 ГГц. Конструкция микроволновой камеры

позволяла одновременно с подводом МВ энергии осуществлять продувку воздуха над слоем. При одновременном микроволновом и конвективном подводе теплоты воздух по воздухово-ду нагнетался в камеру 2 вентилятором 6. Для контролируемого нагрева воздуха установлен нагреватель 7 с измерительным комплектом 8 и регулятором напряжения 9.

Методика исследования сушки зерновых заключалась в следующем. В экспериментальную ячейку помещался исследуемый материал, включался магнетрон. Через определенные интервалы времени весовым методом определялось количество испарившейся влаги и рассчитывалось влагосодержание (при исследовании процесса сушки).

На рис. 2 представлены характерные экспериментальные зависимости влагосодержания и температуры от длительности сушки в микроволновом поле при различной массе загрузки.

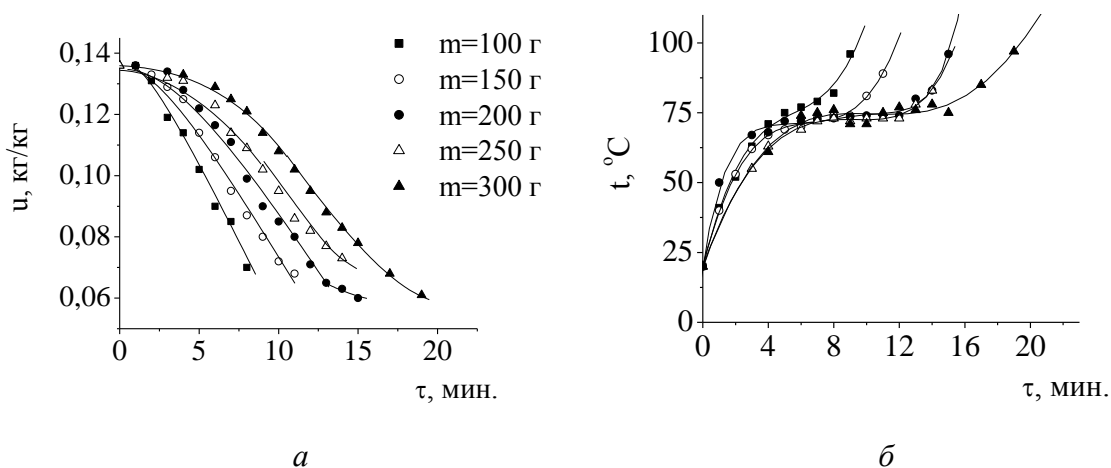


Рисунок 2 – Кинетика сушки зерна пшеницы в микроволновом поле при различной массе загрузки: *а* – изменение влагосодержания; *б* – изменение температуры

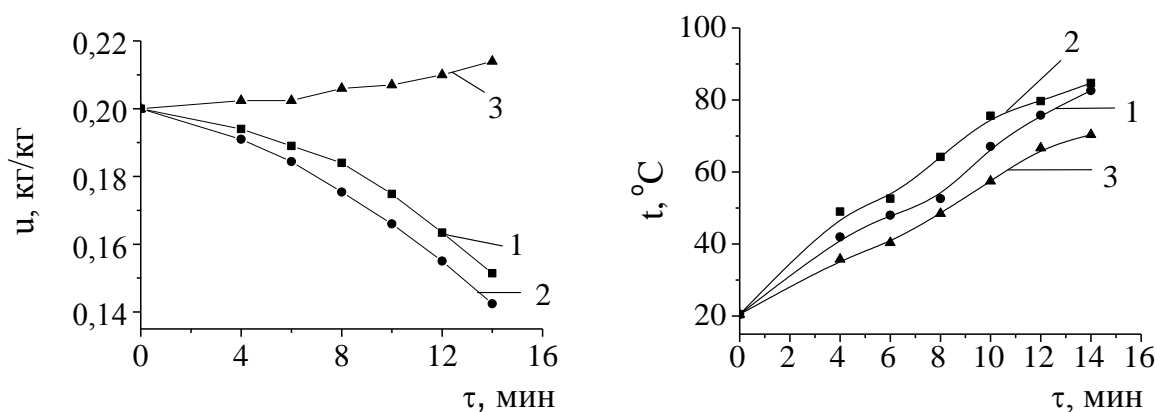
Процесс сушки можно разделить на периоды, характерные для коллоидных капиллярно-пористых тел при других способах подвода теплоты: прогрева (нулевой), постоянной (первый) и падающей (второй) скорости сушки. Характер изменения температуры в первом периоде различался в зависимости от массы загрузки (рис. 2) и подводимой мощности. При значениях удельной мощности до $q=450$ Вт/кг, температура практически не менялась. При увеличении удельной мощности температура возрастала, и при значениях $q>600$ Вт/кг ее изменение было существенным. Период падающей скорости сушки определялся по изменению хода кривой влагосодержания: кривая становилась пологой. Температура в этом периоде всегда возрастает. Описанная картина была типична для всех материалов.

Как показали результаты исследований, скорость МВ сушки без перегрева зерна составляет $(0,8-6,2) \cdot 10^{-4} \text{ с}^{-1}$, что существенно превышает значения, полученные при других способах подвода теплоты. Так, для зерна скорость кондуктивной сушки составляла $0,3 \cdot 10^{-5} \text{ с}^{-1}$, кондуктивно-конвективной – до $0,2 \cdot 10^{-4} \text{ с}^{-1}$. Возможность значительно интенсифицировать процесс свидетельствует о перспективности применения микроволнового поля для сушки зерновых. Эксперименты показали, что в оптимальном режиме скорость микроволновой сушки с одновременной продувкой слоя зерна воздухом составляла $12,7 \cdot 10^{-4} \text{ с}^{-1}$, при этом удельные затраты энергии на килограмм испаренной влаги составили 5,65 МДж/кг.

В процессе МВ нагрева влажного зерна избыточное давление внутри слоя начинает повышаться. На поверхности слоя избыточное давление равно нулю, и максимально – в центре. В слое возникает градиент общего давления, который является движущей силой фильтрационного переноса. С целью обнаружения эффекта повышения давления в слое зерна была составлена следующая методика. В микроволновую камеру помещалась емкость со слоем гречихи высотой 11 см, в центре которого измерялось избыточное давление с помощью U-образного керосинового манометра. Выбор керосина обусловлен тем, что он не поглощает

микроволновую энергию. Лавинообразное повышение давления возникало, когда температура превышала 70 °С. При этом толщина слоя составляла 0,1 м. Максимально возможное избыточное давление внутри слоя равнялось 640 Па. При достижении этой величины наблюдался самопроизвольный мгновенный сброс давления.

Специфика микроволнового нагрева заключается в объемном характере поглощения материалом микроволновой энергии. Плотность потока микроволновой энергии максимальна в поверхностных слоях, при продвижении вглубь материала поток ослабляется по экспоненциальному закону. Поэтому для оценки неравномерности температуры и влагосодержания особый интерес представляла кинетика послойной сушки. С этой целью была изготовлена экспериментальная ячейка, которая состояла из трех слоев, разделенных радиопрозрачными сетками. Масса каждого слоя составляла 0,1 кг, толщина – 0,009 м, диаметр – 0,135 м, площадь поверхности, открытой для удаления пара – $14,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$. В ходе эксперимента определялось изменение влагосодержания и температуры гречихи по высоте слоя в процессе сушки. Открытой для поглощения МВ энергии и отвода пара была только верхняя поверхность образца, боковая и нижняя поверхности были тепло- и влагоизолированы. Кривые кинетики послойной сушки представлены на рис. 3, из которых видно, что интенсивнее всего сушка протекала в среднем слое. В этом эксперименте масса слоя $m=0,1 \text{ кг}$, толщина $l=0,009 \text{ м}$, $P_{\text{вых}}=160 \text{ Вт}$. Влагосъем в верхнем слое был несколько слабее (рис. 3, а). Это связано с тем, что температура верхнего слоя несколько ниже второго (рис. 3, б). Была обнаружена еще одна особенность: влагосодержание третьего слоя с течением времени повышалось, достигая 0,215 кг/кг (начальное влагосодержание – 0,2 кг/кг). Следовательно, влага из верхних слоев материала проникала вниз, по всей видимости, за счет механизма термодиффузии и сил гравитации.



а б

Рисунок 3 – Кинетика послойной сушки гречихи в микроволновом поле: а – изменение влагосодержания; б – изменение температуры; 1 – верхний слой; 2 – средний слой; 3 – нижний слой

Обращает на себя внимание следующая особенность – несмотря на растущее влагосодержание в нижнем слое, т. е. увеличение доли полярного диэлектрика («приемника» микроволнового излучения) в этом объеме материала, температура его остается ниже температуры второго и третьего слоев. Эксперименты, проведенные на ячейке, состоящей из четырех слоев, показали, что нижний (четвертый) слой также имеет наименьшую температуру и наибольшее влагосодержание, которое, как и в предыдущем опыте с тремя слоями, увеличивалось во времени. Таким образом, влагосодержание нижнего слоя увеличивается независимо от толщины образца. Причиной снижения температуры образца на границе слоя с основанием камеры является передача теплоты теплопроводностью от экспериментальной ячейки. Подобная неравномерность не наблюдалась при использовании сетчатой ячейки, ко-

торая свободно пропускала пар во всех направлениях. В этом случае температура слоев материала различались не более чем на 4 °С, а влагосодержание – на 0,007 г/кг. Сопоставление данных по кинетике сушки, полученных на ячейке со сплошным и радиопрозрачным сетчатым днищем, подтвердило важность рациональной организации отвода пара. Так, если в первом случае среднее влагосодержание образца уменьшилось с 0,2 кг/кг до 0,17 кг/кг за 14 мин, то во втором – за 7,5 мин. Неравномерность распределения температуры и влагосодержания возникает в условиях, когда выход пара через нижнюю и боковую поверхности затруднен.

Проведенное исследование сушки зерна в микроволновом поле обнаружило возникновение эффектов лавинообразного повышения давления в слое. В этих условиях температура превышает 70 °С при толщине слоя 0,1 м и выход пара с боковой поверхности и дна затруднен. В таких же условиях сушка приобретает крайне неравномерный характер, причем влагосодержание нижнего слоя может вырасти выше начального. Интенсивнее всего проходит сушка среднего слоя.

Список литературы

1. Brodie, G. Microwave and Radio-Frequency Technologies in Agriculture. An Introduction for Agriculturalists and Engineers. [Text] / G. Brodie, M. V. Jacob, P. Farrell; edited by M. Golachowska. Warsaw/Berlin: Published by De Gruyter, 2015. – 396 p.
2. Jayasanka, S. M. D. H. The significance of microwaves in the environment and its effect on plants [Text] / S. M. D. H. Jayasanka, T. Asaeda // Environmental Reviews. – 2014. – V. 22, №3. – P. 220–228.
3. Li1, Y. Intermittent microwave drying of wheat [Text] / Y. Li1, T. Zhang1, C. W. Chunging // Zhang Journal of Experimental Biology and Agricultural Sciences. – 2014. – V. 2, №1. – P. 32–36.
4. Puligundla, P. Potentials of Microwave Heating Technology for Select Food Processing Applications – a Brief Overview and Update [Text] / P. Puligundla, S. A. Abdullah, W. Choi, S. Jun, S. E. Oh, S. Ko // Food Process Technolgy. – 2013. – V. 4, №11. – P. 2–9.
5. Hoogenboom, R. Microwave Assisted Chemistry: a Closer Look at Heating Efficiency [Text] / R. Hoogenboom, T. Wilms, T. Erdmenger, U.S. Schubert // Heating Efficiency in Microwave-Assisted Chemistry. – 2009. – V. 62. – P. 236–243.
6. Rattanadecho, P. Microwave-Assisted Drying [Text] / P. Rattanadecho, N. Makul // A Review of the State-of-the-Art. – 2016. – V. 34, №1. – P. 1–38.
7. Mohammadi, B. Investigation of microwave application in agricultural production drying [Text] / B. Mohammadi, S. Busaleyki, R. Modarres, E. Yarionsorudi, M. Fojlaley, S. Andik // International Journal of Technical Research and Applications. – 2014. – V. 2, №1. – P. 69–72.
8. Dadali, G. Microwave heat treatment of spinach: drying kinetics and effective moisture diffusivity [Text] / G. Dadali, E. Demirhan, B. Özbek, O. Belma // Dry Technology. – 2007. – V. 25. – P. 1703–1712.
9. Kalender'yan, V. A. Kinetics of microwave drying of a free-flowing organic material [Text] / V. A. Kalender'yan, I. L. Boshkova, N. V. Volgusheva // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – 2006. – V. 79, №3. – P. 547–552.
10. Календерьян, В. А. Влияние режимных параметров на распределение температур в движущемся плотном слое дисперсного материала при микроволново-конвективной сушке [Текст] / В. А. Календерьян, И. Л. Бошкова, Н. В. Волгушева // Промышленная теплотехника. – 2010. – Т. 32, №1. – С. 37–44.
11. Feng, H. Microwave Drying of Food and Agricultural Materials: Basics and Heat and Mass Transfer Modeling [Text] / H. Feng, Y. Y. J. Tang // Food Engineering Reviews. – 2012. – V. 4, №2. – P. 89–106.

**INVESTIGATION OF THE PROCESS OF FREEZING PELMENI
WITH VEGETABLE ADDITIVES**

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЗАМОРАЖИВАНИЯ ПЕЛЬМЕНЕЙ
С РАСТИТЕЛЬНЫМИ ДОБАВКАМИ**

<p>Yermolenko M.V.¹, Candidate of technical science Stepanova O.A.¹, Candidate of technical science Akimov M.M.¹, Candidate of technical science</p>	<p>Ермоленко М.В.¹, к.т.н. Степанова О.А.¹, к.т.н. Акимов М.М.¹, к.т.н.</p>
<p>1 – Semey State University after Shakarim, Kazakhstan, 071412, Semey, st. Glinki, 20a</p>	<p>1 – Государственный университет им. Шакарима города Семей, Казахстан, 071412, Семей, ул. Глинки, 20а</p>
<p align="center">E-mail: tehfiz@mail.ru, aug11@mail.ru, mukhamedzhan.akimov@mail.ru</p>	

Abstract

The process of freezing pelmeni with vegetable additives on metal tape was investigated. Cryoscopic temperatures of the samples were determined. Duration and rate of freezing of pelmeni with vegetable additives were determined.

Аннотация

Исследован процесс замораживанияпельменей с растительными добавками на металлической ленте. Определены криоскопические температуры исследуемых образцов. Определена продолжительность и скорость замораживанияпельменей с растительными добавками.

Ускорение ритма жизни населения, особенно в крупных городах, приводит к тому, что люди вынуждены экономить время на всем, в том числе и на приготовлении пищи. В связи с этим растет число потребителей замороженных полуфабрикатов. Зачастую продукты, подвергаемые холодильной обработке, неоднородны и представляют собой многослойную структуру с различающимися в широких пределах значениями теплофизических параметров. Для того чтобы сохранить органолептические показатели, качество, продлить срок хранения продукта, а также улучшить энергетические показатели производства, необходимо правильно-но подбирать и осуществлять режим охлаждения или замораживания продукта [1].

Замораживание является наиболее перспективным методом консервирования скоропортящихся продуктов. В замороженных продуктах наилучшим образом сохраняются основные компоненты, определяющие пищевую ценность. Замороженные продукты по органолептическим показателям – вкусу, аромату, цвету, внешнему виду наиболее близки естественному состоянию. Однако способ и режим замораживания оказывают значительное влияние на качественные показатели замороженного продукта и на сохранность его ценных компонентов [2].

При этом для здоровья человека стала чрезвычайно важна не только полноценность питания, но и его профилактическая функция. Удовлетворить этим требованиям практически невозможно, используя традиционные продукты питания, поэтому для современного производства продуктов питания особое значение приобретает разработка нового ассортимента комбинированных продуктов высокой биологической ценности на основе сочетания мясного

сырья с различными добавками растительного происхождения. Все это делает актуальным, для разработки технологии замораживания новых продуктов, исследования характера изменения температуры в продукте при низкотемпературном воздействии на него.

На основании вышеизложенного, целью работы ставилось исследование процесса замораживанияпельменей с растительными добавками на металлической ленте.

В качестве объектов исследования были взяты образцы мясорастительных пельменей «Лидия» и «Григорьевские» [3]. Форма пельменей представляет собой объемный полукруг. Замораживание производилось в низкотемпературной холодильной камере при температуре минус 35°C на металлической ленте до температуры в толще продукта минус 10°C. Температуру пельменей в процессе замораживания определяли с помощью хромель-копелевых термоэлектрических преобразователей (термопар), размещенных в геометрическом центре образцов. Размер самого датчика (термопары, размещенной в образце) не превышал 0,3 мм. Термограммы процессов замораживания исследуемых пельменей приведены на рисунке 1.

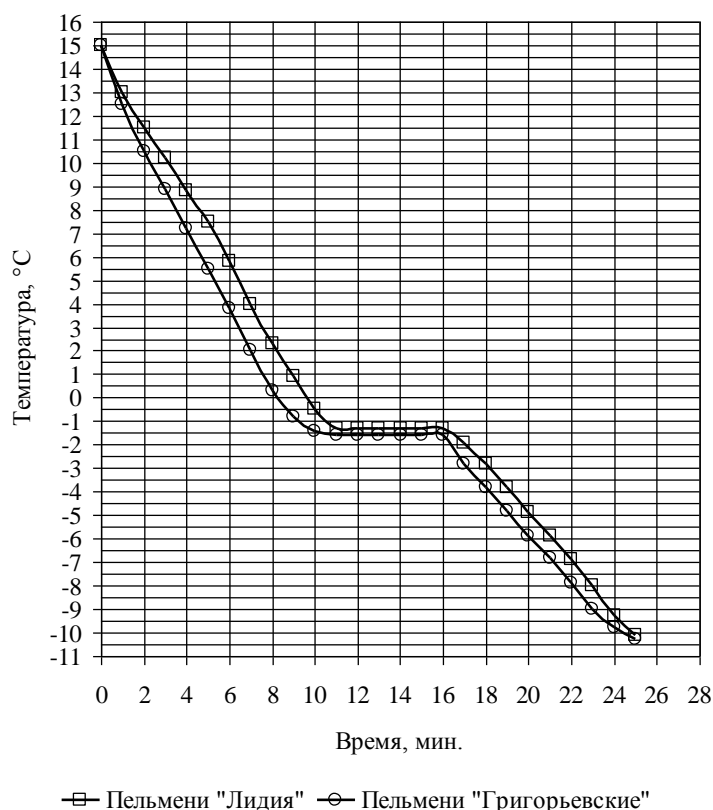


Рисунок 1 – Термограммы замораживаемых пельменей

Графически зависимость температуры образца от времени разделяется на три участка, отличающиеся наклоном линий. Сначала происходит охлаждение и переохлаждение исследуемых пельменей, затем достаточно продолжительная по времени изотермическая площадка, ордината которой соответствует криоскопической температуре. Далее температура в пельменях начинает понижаться, что означает окончание фазы замораживания. Дальнейший характер понижения температуры свидетельствует о том, что происходит охлаждение замороженных пельменей.

В результате проведенных исследований были определены криоскопические температуры пельменей «Лидия», что составило минус 1,3°C, и «Григорьевские» – минус 1,6°C, необходимые при расчете процесса замораживания.

Для определения времени замораживания пельменей, лежащих на металлической ленте, использовался метод, предложенный В.А. Тейдером для однородной плоской пластины [4]. Расчеты ведем для температуры воздуха минус 35°C, относительной влажности 90% и

скорости движения воздуха 3 м/с. Теплофизические характеристики мясорастительных пельменей принимаем согласно [3].

Для установления влияния прилегающего к продукту металлического листа на продолжительность замораживания, рассмотрен случай, когда на металлической пластине замораживается пластина толщиной δ_m (рисунок 2). Термическое сопротивление в месте контакта отсутствует, как и теплообмен с торцов. Пластина омывается холодным воздухом, движущимся вдоль металлической пластины и продукта со скоростью ω . Увеличение теплового потока через прилегающую поверхность учитывается при помощи кондуктивного коэффициента теплоотдачи α_2 , отнесенного к контактной поверхности. Через определенное время τ после начала процесса границы замороженных слоев переместятся на x_1 и x_2 .

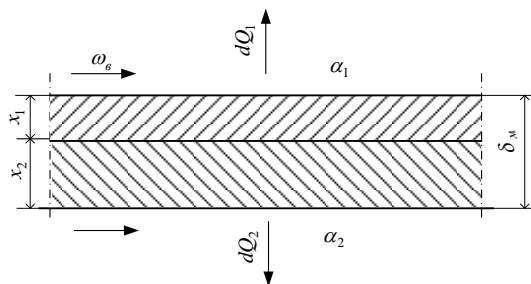


Рисунок 2 – Схема замораживания при перемещении границы раздела

Продолжительность, в течение которой образовались эти замороженные слои, в соответствии с формулой Планка, имеет вид:

$$\tau_1 = \frac{q\rho_m}{(t_{кр} - t_{cp})} x_1 \left(\frac{x_1}{2\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_1} \right); \quad (1)$$

$$\tau_2 = \frac{q\rho_m}{(t_{кр} - t_{cp})} x_2 \left(\frac{x_2}{2\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_2} \right), \quad (2)$$

где q – теплота, выделяемая единицей массы тела при замораживании, кДж/кг;

ρ_m – плотность продукта, кг/м³;

$t_{кр}$ – криоскопическая температура, °С;

t_{cp} – температура охлаждающей среды, °С;

λ_m – коэффициент теплопроводности замороженного продукта, Вт/(м·К);

α_1 – коэффициент теплоотдачи от поверхности продукта, свободно обдуваемой воздухом, Вт/(м²·К);

α_2 – коэффициент теплоотдачи, отнесенный к контактной поверхности продукта с металлическим листом, Вт/(м²·К).

Для момента встречи слоев, т.е. полного промораживания пельменя, будут действительны условия:

$$\delta_m = x_1 + x_2; \quad (3)$$

$$\tau_1 = \tau_2. \quad (4)$$

Исходя из этих условий, алгебраическим путем находим толщину замороженных слоев к моменту встречи границ раздела:

$$x_1 = \frac{\delta_m \left(\frac{\delta_m}{2\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_2} \right)}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_2}}; \quad (5)$$

$$x_2 = \frac{\delta_m \left(\frac{\delta_m}{2\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_1} \right)}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (6)$$

Подставив значение x_1 или x_2 из выражений (5) или (6) в уравнения (1) или (2), получена продолжительность замораживания до встречи границ раздела при несимметричном теплоотводе:

$$\tau = \frac{q\rho_m}{(t_{кр} - t_{сп})} \cdot \frac{\delta_m \left(\frac{\delta_m}{2\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_2} \right)}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_2}} \cdot \left[\frac{\delta_m \left(\frac{\delta_m}{2\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_2} \right)}{2\lambda_m \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_2} \right)} + \frac{1}{\alpha_1} \right]. \quad (7)$$

Величину q определяем, учитывая теплоту, отводимую при охлаждении, кристаллизации, и теплоту, отводимую после достижения криоскопической температуры в центре продукта при понижении температуры тела до $t_{кон}$ [5]:

$$q = c_o(t_{нач} - t_{кр}) + r_{л}W\omega + c_m(t_{кр} - t_{кон}), \quad (8)$$

где c_o – удельная теплоемкость продукта в интервале положительных температур, кДж/(кг·К);

$r_{л}$ – теплота фазового перехода воды в лед, кДж/кг;

W – начальное влагосодержание продукта, %;

ω – доля вымороженной воды, %;

c_m – удельная теплоемкость замороженной части продукта, кДж/(кг·К);

$t_{нач}$ – начальная температура продукта, °С;

$t_{кон}$ – конечная температура продукта, °С.

Количество вымороженной воды определяем по формуле Р. Хейсса [6]:

$$\omega = \frac{1,105}{1 + \frac{0,31}{\lg|t + (1 - t_{кр})|}} \quad (9)$$

Значение конвективного коэффициента теплоотдачи α_1 определяем на основании известного критериального соотношения [7]:

$$Nu = 0,032 Re^{0,8}. \quad (10)$$

Коэффициента теплоотдачи α_2 , отнесенный к гладкой поверхности плиты, определяется по формуле:

$$\alpha_2 = \frac{1}{\frac{\delta_{пл}}{\lambda_{пл}} + \frac{1}{\alpha_{пл}}}, \quad (11)$$

где $\delta_{пл}/\lambda_{пл}$ – термическое сопротивление металлической пластины, (м²·К)/Вт;

$\alpha_{пл}$ – коэффициент теплоотдачи от металлической пластины к охлаждающей среде, Вт/(м²·К).

Значение конвективного коэффициента теплоотдачи $\alpha_{пл}$ определяем на основании известного критериального соотношения [7]:

$$Nu = 0,66 Re^{0,5}. \quad (12)$$

Значение коэффициента теплопроводности воздуха находим из эмпирического соотношения [5]:

$$\lambda_{с.в} = \lambda_{с.в} + 0,00465 \cdot \varphi, \quad (13)$$

где $\lambda_{с.в}$ – коэффициент теплопроводности сухого воздуха, Вт/(м·К);

φ – относительная влажность воздуха, %.

Среднюю линейную скорость замораживания определяем по формуле [8]:

$$v = \frac{l}{\tau}, \quad (14)$$

где l – половина определяющего размера, см;

τ – продолжительность замораживания, ч.

Выше приведенный расчет проведен для пластины, поэтому для учета влияния формы пельменя на продолжительность замораживания нами был математически определен коэффициент формы:

$$\Phi = \frac{V_n}{S_n \cdot l}, \quad (15)$$

где V_n – объем продукта, м³;

S_n – площадь поверхности продукта, м²;

l – половина определяющего размера, м;

С учетом коэффициента формы продолжительность замораживанияпельменей будет определяться:

$$\tau_3 = \Phi \cdot \tau. \quad (16)$$

Результаты расчетов продолжительности замораживания мясорастительныхпельменей приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Продолжительность замораживанияпельменей

Видпельменей	q , кДж/кг	α_1 , Вт/(м ² ·К)	α_2 , Вт/(м ² ·К)	x_1 , м	x_2 , м	Φ	τ_3 , мин.	v , см/ч
«Лидия»	260,406	41,6	163,1	0,0075	0,0125	0,845	25,4	2,4
«Григорьевские»	267,676			0,0073	0,0127		25,3	2,4

Вывод

Таким образом, в результате примененной методики, с использованиемэкспериментально определенных ТФХ мясорастительныхпельменей была определена продолжительность замораживания и рассчитана средняя линейная скорость замораживания, что соответствует режиму быстрой заморозки, которая позволяет предотвратить значительное диффузионное перераспределение влаги и растворенных веществ и способствует образованию мелких, равномерно распределенных кристаллов льда. Полученные аналитические данные соизмеримы с экспериментальными исследованиями.

Список литературы

1. Эглит, А.Я., Крупененков, Н.Ф., Филатов, А. С., Киссер, К.В. Методика определения динамики температурного поля двухслойного продукта сферической формы при замораживании. // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Процессы и аппараты пищевых производств». – 2015. – № 2. – С. 187–192.
2. Остроумов, Л.А., Буянов, О.Н., Короткий, И.А. Исследование процессов замораживания плодов и ягод. // Техника и технология пищевых производств. – 2009. – № 1. – С. 32–36.
3. Ермоленко, М. В. Оптимизация режимов холодильной обработкипельменей с растительными добавками: дис. канд. тех. наук: 05.18.04: защищена 12.10.07: утверждена 18.03.08/ Ермоленко Михаил Вячеславович. – Семей, 2007. – 181 с.
4. Тейдер, В.А. Продолжительность замораживания продукта, лежащего на оребренной поверхности // Холодильная техника. – 1962. – №6. – С. 37-42.
5. Бражников, А.М. Теория термической обработки мясопродуктов. – М.: Агропромиздат, 1987. – 271 с.
6. Чижов, Г.Б. Теплофизические процессы в холодильной технологии пищевых продуктов. – М.: Пищевая промышленность, 1971. – 302 с.
7. Рогов, И.А., Куцакова, В.Е., Филиппов, В.И., Фролов, С.В. Теплофизические основы консервирования пищевых продуктов холодом. – М.: Колос, 1999. – 174с.
8. Физико-технические основы холодильной обработки пищевых продуктов / Г.Д.Аверин, Н.К.Журавская, Э.И.Каухчешвили и др.; Под ред. Э.И. Каухчешвили. – М.: Агропромиздат, 1985. – 255 с.

**AGRICULTURAL MICROORGANISM MOLECULAR-GENETIC
CERTIFICATION AFTER CRYOPRESERVATION**

**МОЛЕКУЛЯРНО-ГЕНЕТИЧЕСКАЯ ПАСПОРТИЗАЦИЯ ШТАММОВ
МИКРООРГАНИЗМОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ
ПОСЛЕ КРИОКОНСЕРВИРОВАНИЯ**

<p>Zhilinskaya N.T.¹, PhD, Associate professor Zaycev G.A.¹ Bazarnova I.G.¹, PhD, Full professor Safronova V.I.², PhD Sazonova A.L.², PhD</p>	<p>Жилинская Н.Т.¹, к.б.н., доцент Зайцев А.Г.¹, магистрант Базарнова Ю.Г.¹, д.т.н., профессор Сафронова В.И.², к.б.н. Сазонова А.Л.², к.б.н.</p>
<p>1 – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Graduate School of Biotechnology and Food Science. Russia, 194021, St. Petersburg, Novorossiyskaya str., 50. 2 – All-Russia Research Institute of Agricultural Microbiology. Russia, 196608, St. Petersburg - Pushkin, Podbelsky sh., 3.</p>	<p>1 – Санкт-Петербургский Политехнический университет Петра Великого, Высшая школа биотехнологии и пищевых технологий. Россия, 194021, г. Санкт-Петербург, ул. Новороссийская, д. 50. 2 – Всероссийский научно-исследовательский институт сельскохозяйственной микробиологии. Россия, 196608, г. Санкт-Петербург – Пушкин, шоссе Подбельского, д.3.</p>
<p align="center">E-mail: jilinskie@mail.ru; bazarnova@spbstu.ru; v.safronova@rambler.ru</p>	

Abstract

In spite of the widespread using such methods of long-term microorganism conservation as cryogenic freezing and low-temperature storage the strain biotechnological cultivation processes are often accompanied with their target property reducing, genome changes. Microbiological product using without strain genome control threatens the environmental and food safety. The individual genetic passports of four commercial strains of nitrogen-fixing nodule bacteria *Rhizobium* were obtained by genomic AFLP–fingerprinting method for strain molecular-genetic certification.

Аннотация

Несмотря на широкое использование методов долгосрочной консервации микроорганизмов - криогенное замораживание и низкотемпературное хранение, процессы биотехнологического культивирования штаммов сопровождаются потерей их целевых свойств и изменением генома. Применение микробных биопрепаратов в условиях отсутствия контроля генетического аппарата используемых штаммов противоречит требованиям экологической и продовольственной безопасности стран-членов Таможенного Союза. С помощью метода геномного AFLP-фингерпринтинга получены индивидуальные генетические паспорта коммерческих производственных штаммов азотфиксирующих клубеньковых бактерий рода *Rhizobium*.

В настоящее время одной из важнейших геополитических задач государств-членов Таможенного Союза является обеспечение населения качественными, полноценными, безопасными продуктами питания. Практически ценные штаммы микроорганизмов сельскохозяйственного назначения – бактерии, мицелиальные грибы и дрожжи – могут быть использованы в качестве стимуляторов роста растений и животных, консервантов, биодеструкторов органических соединений, антагонистов вредителей и патогенов, биоаккумуляторов радионуклидов и тяжелых металлов. Сохранение штаммов микроорганизмов-продуцентов целевых

биотехнологических продуктов представляет собой непростую задачу, поскольку в искусственных условиях обитания они легко теряют свои полезные свойства. Использование технологий криогенного консервирования штаммов при -150°C с последующим долгосрочным низкотемпературным хранением при -80°C обеспечивает сохранность ценных свойств микроорганизмов. Криогенное замораживание имеет ряд преимуществ перед другими технологиями консервирования биопрепаратов. В случае использования криоконсервирования культур микроорганизмов, последние имеют низкую степень клеточных повреждений и более высокий уровень жизнеспособности после разморозки. Кроме того, риск генетических изменений микробной клетки в случае криоконсервирования достаточно низок. В статье [1] описаны современные методы консервации и хранения культур микроорганизмов. В работе [2] проведен анализ влияния низких температур на морфологические и биохимические изменения в клетках дрожжей штамма *S. cerevisiae*. Высокая эффективность низкотемпературной консервации микроорганизмов достигается тем, что обезвоживание микробной клетки в условиях субнулевых и (или) криогенных температур, переводит их в состояние анабиоза.

Однако процессы длительного хранения и последующего технологического культивирования штаммов зачастую сопровождается потерей целевых свойств используемых микроорганизмов и их контаминацией [3]. К сожалению, эти негативные явления определяются рядом объективных причин, в числе которых – отсутствие селективного отбора в процессе производства биопрепаратов; многократная повторность культивирования; частая смена условий жизнедеятельности штаммов на пути от ферментера до потребителя. Все это приводит к снижению эффективности выпускаемой продукции, а также к риску попадания в пищевые продукты патогенных микроорганизмов. Микробные биопрепараты широко используются в открытых экосистемах, поэтому отсутствие контроля за наличием в них патогенных микроорганизмов противоречит требованиям экологической и продовольственной безопасности стран-членов Таможенного Союза. Учитывая вышеизложенное, особое значение приобретают методы идентификации микробиологических штаммов, используемых человеком в широком спектре отраслей народного хозяйства.

Для идентификации штаммов, наряду с традиционными методами нумерической таксономии, основанными на изучении культуральных и физиолого-биохимических свойств микроорганизмов, в настоящее время используются новейшие молекулярно-генетические методы. Метод геномного AFLP–фингерпринтинга (Amplified Fragment Length Polymorphism) применяется для молекулярно-генетической паспортизации различных коммерческих производственных штаммов микроорганизмов, в том числе, штаммов клубеньковых бактерий [4].

Клубеньковые бактерии усиливают азотфиксирующие свойства сельскохозяйственных растений и применяются в производстве микробных биопрепаратов, предназначенных для предпосевной инокуляции семян зернобобовых культур [5].

Цель исследования состояла в получении индивидуальных генетических паспортов коммерческих производственных штаммов клубеньковых бактерий рода *Rhizobium* после криоконсервации с помощью метода геномного AFLP–фингерпринтинга.

Экспериментальная часть работы проведена в отделении «Ведомственная коллекция полезных микроорганизмов сельскохозяйственного назначения» (ВКСМ) ФГБНУ «Всероссийский научно-исследовательский институт сельскохозяйственной микробиологии» (ВНИИСХМ).

Объектами исследования были выбраны четыре коммерческих штамма клубеньковых бактерий, депонированные в ВКСМ: *Rhizobium leguminosarum* *bv. viciae* RCAM0610 (для инокуляции вики) и *Rhizobium leguminosarum* *bv. viciae* RCAM1077 (для инокуляции гороха), *Rhizobium leguminosarum* *bv. phaseoli* RCAM2624 (для инокуляции фасоли), *Sinorhizobium meliloti* RCAM1750 (для инокуляции люцерны). Штаммы хранились при температуре -80°C в станции низкотемпературного автоматизированного хранения биологических образцов «Liconic Instruments», установленной в ВКСМ ВНИИСХМ.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

- культивирование размороженных штаммов бактерий рода *Rhizobium*;
- выделение геномной ДНК из каждой исследуемой культуры;

- получение геномных фингерпринтов согласно методике AFLP;
- проведение предварительного исследования полученного геномного материала;
- финальное исследования фингерпринтов в условиях секвенатора;
- проведение программной обработки и анализ полученных результатов.

Все материалы и методы исследований применялись в соответствии с требованиями стандартной операционной процедуры (СОП) Технологического паспорта ВКСМ, утвержденного руководителем ФГБНУ ВНИИСХМ от 15.12.2017 г.

Для выделения ДНК штаммы *Rhizobium* культивировали при 28°C в жидкой маннитно-дрожжевой среде. Качество и количество выделенной ДНК оценивали по результатам электрофореза в 1%-ном агарозном геле (рисунок 1). Для оценки использовали аппарат для гель-документирования «G:BOX EF» (США).

Для проведения AFLP-фингерпринтинга выделенную геномную ДНК использовали для одновременной реакции рестрикции и лигирования. Геномная ДНК рестрицируется двумя рестриктазами (EcoRI и MseI) с образованием фрагментов с выступающими 3'-концами. Рестрицированная геномная ДНК лигируется с адаптером, содержащим «липкие» концы для данных рестрикционных сайтов. Далее проводились две последовательные ПЦР в режиме 35 циклов:

- в первой ПЦР используются праймеры, полностью комплементарные адаптерам EcoRI и MseI, в результате чего образуется большое количество продуктов амплификации между адаптерами EcoRI и MseI, которые невозможно дифференцировать с помощью электрофореза;
- во второй ПЦР праймеры с адаптерами EcoRI и MseI содержат на 3'-конце дополнительные и некомплементарные адаптерам основания (от 1 до 3) для селективной амплификации.

В финальной амплификации, результатом которой было получение геномных фингерпринтов, в качестве матрицы использовали реакционную смесь, полученную на предыдущей стадии, и селективные праймеры.

Разделение фрагментов ДНК проводили в полиакриламидном геле с флуоресцентной меткой. Предварительную оценку AFLP-фрагментов осуществляли по результатам электрофореза в 3% агарозном геле (рисунок 2). Для получения изображения в УФ использовали аппарат для гель-документирования «G:BOX EF» (США).

Изображение, полученное в агарозном геле, имеет недостаточное качество для дальнейшей программной обработки. Поэтому для точного анализа фрагментов, полученных в результате рестрикции, лигирования и последующей амплификации, требуется проведение электрофореза с более высоким разрешением. Для разделения фрагментов и последующего анализа AFLP-профилей проводили капиллярный электрофорез в полиакриламидном геле в денатурирующих условиях с помощью секвенатора ABI PRISM 3500xl (Applied Biosystems), который широко используется для определения последовательности ДНК и фрагментного анализа. Смесь ДНК-фрагментов денатурируется и распределяется по длине в полиакриламидном геле, что позволяет анализировать фрагменты, близкие по размеру и присутствующие в малом количестве.

Для сопоставления фингерпринтов использовали программу «BioNumerics Seven» («Applied Maths», США) - программную платформу, позволяющую проводить основные виды анализа в биоинформатике. Исходным материалом для анализа были файлы, полученные после электрофоретического разделения фрагментов, содержащие «кривые», соответствующие фрагментам AFLP (FAM) и стандарту молекулярного веса (LIZ). Кривые экспортировали с переводом в FSA формат изображения, а затем анализировали.

Финальное изображение фрагментов ДНК получено в условиях автоматического капиллярного электрофореза на генетическом анализаторе ABI PRISM 3500xl.

Генетический паспорт штамма микроорганизма представлен в двух вариантах: графический (рисунок) и формализованный (таблица со значениями). На рисунке 3 представлен графический вариант генетического паспорта бактерий: набор фрагментов ДНК для каждого штамма, который генерируется в результате AFLP.

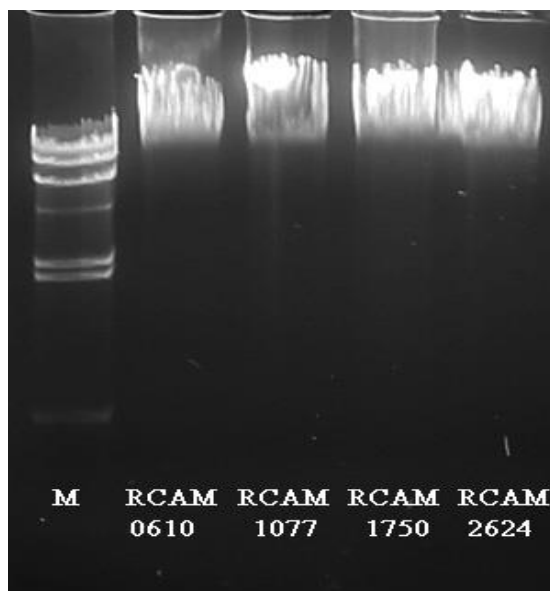


Рисунок 1 – Электрофореграмма образцов ДНК, выделенной из штаммов *Rhizobium leguminosarum* bv. *viciae* RCAM0610, *Rhizobium leguminosarum* bv. *viciae* RCAM1077, *Sinorhizobium meliloti* RCAM1750 и *Rhizobium leguminosarum* bv. *phaseoli* RCAM2624. М – маркер GeneRuler (Thermo Scientific, EC).

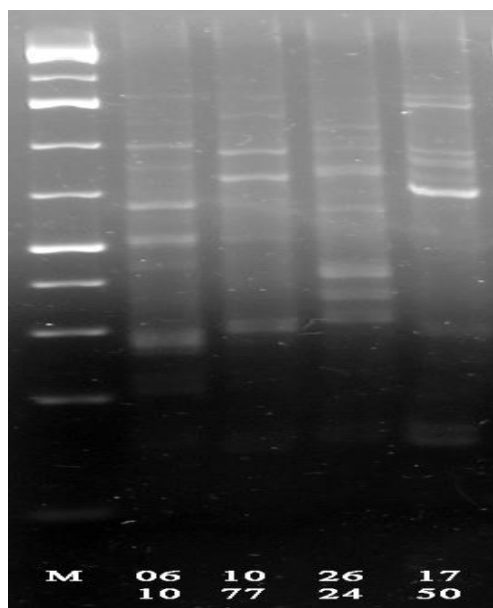


Рисунок 2 – AFLP профили штаммов клубеньковых бактерий RCAM0610, RCAM1077, RCAM2624 и RCAM1750.

М – Маркер GeneRuler 100 bp (Thermo Scientific, EC)
 0610 – *Rhizobium leguminosarum* bv. *viciae* RCAM0610
 1077 – *Rhizobium leguminosarum* bv. *viciae* RCAM1077
 2624 – *Rhizobium leguminosarum* bv. *phaseoli* RCAM2624
 1750 – *Sinorhizobium meliloti* RCAM1750

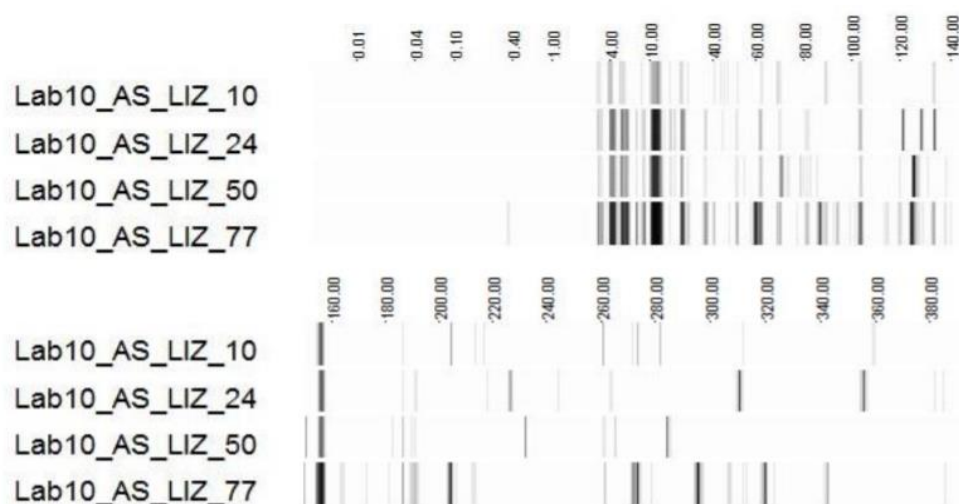


Рисунок 3 – Результат анализа AFLP-профилей штаммов *Rhizobium leguminosarum* и *Sinorhizobium meliloti*:

Lab10_AS_LIZ_10 - *Rhizobium leguminosarum* bv. *viciae* RCAM0610 (для инокуляции вики).

Lab10_AS_LIZ_24 - *Rhizobium leguminosarum* bv. *phaseoli* RCAM2624 (для инокуляции фасоли).

Lab10_AS_LIZ_50 - *Sinorhizobium meliloti* RCAM1750 (для инокуляции люцерны).

Lab10_AS_LIZ_77 - *Rhizobium leguminosarum* bv. *viciae* RCAM1077 (для инокуляции гороха).

Формализованная часть генетического паспорта бактерий представлена в виде таблицы с перечнем значений размеров фрагментов ДНК, выраженных в парах оснований «bp» (Таблица 1). Данные сводной таблицы, полученные в процессе программной обработки ДНК-профиля, отмечают наличие или отсутствие фрагмента ДНК определенного размера в каждом штамме микроорганизма.

Таблица 1 – Выкопировка из сводной таблицы длины фрагментов, полученных в результате AFLP-анализа штаммов бактерий рода *Rhizobium*

bp	AS_LIZ_10	AS_LIZ_24	AS_LIZ_50	AS_LIZ_77
2,99	0	1	1	1
3,33	1	1	1	0
4,03	1	1	1	0
4,42	1	1	1	1

Примечание:

AS_LIZ_10 - *Rhizobium leguminosarum* bv. *viciae* RCAM0610

AS_LIZ_24 - *Rhizobium leguminosarum* bv. *phaseoli* RCAM2624

AS_LIZ_50 - *Sinorhizobium meliloti* RCAM1750

AS_LIZ_77 - *Rhizobium leguminosarum* bv. *viciae* RCAM1077

В результате проведенного анализа выявлены существенные различия в размерах и числе, т.е. наборе амплифицированных фрагментов ДНК, что говорит об имеющихся различиях в последовательностях ДНК выбранных штаммов *Rhizobium leguminosarum* bv. *viciae* RCAM0610, *Rhizobium leguminosarum* bv. *phaseoli* RCAM2624, *Sinorhizobium meliloti* RCAM1750, *Rhizobium leguminosarum* bv. *viciae* RCAM1077, а также о высокой чувствительности метода, позволяющего различать разные штаммы микроорганизмов в пределах одного вида.

С помощью метода геномного AFLP-фингерпринтинга успешно проведены исследования генетических различий между близкородственными штаммами клубеньковых бактерий, относящихся к разным родам, например, *Phaseolus vulgaris* L. [6]. Ранее в ВКСМ была выполнена работа по оптимизации протокола проведения AFLP-фингерпринтинга сельскохозяйственных микроорганизмов [7].

Из замороженных культур четырех коммерческих штаммов клубеньковых бактерий *Rhizobium leguminosarum* bv. *viciae* RCAM0610, *Rhizobium leguminosarum* bv. *phaseoli* RCAM2624, *Sinorhizobium meliloti* RCAM1750, *Rhizobium leguminosarum* bv. *viciae* RCAM1077, депонированных в Ведомственной коллекции полезных микроорганизмов (ВКСМ), впервые выделена геномная ДНК каждого штамма, необходимая для проведения последующей целевой молекулярно-генетической паспортизации бактерий.

В результате проведенного анализа геномной ДНК методом AFLP-фингерпринтинга выявлены существенные различия в наборе амплифицированных фрагментов, что позволяет сделать вывод об имеющихся различиях в последовательностях ДНК исследуемых штаммов *Rhizobium leguminosarum* bv. *viciae* RCAM0610, *Rhizobium leguminosarum* bv. *phaseoli* RCAM2624, *Sinorhizobium meliloti* RCAM1750, *Rhizobium leguminosarum* bv. *viciae* RCAM1077, а также о высокой чувствительности метода, позволяющего различать штаммы микроорганизмов в пределах одного вида.

Метод генетической паспортизации микроорганизмов (геномный AFLP-фингерпринтинг) рекомендован для мониторинга динамики фенотипических и генотипических изменений штаммов микроорганизмов сельскохозяйственного назначения, используемых после криоконсервации для производства широкого спектра биотехнологической продукции, с целью контроля микробиологической безопасности сырья и продуктов [9].

Полученные молекулярно-генетические паспорта микроорганизмов можно использовать для аутентификации подвергнутых криоконсервированию коммерческих штаммов клубеньковых бактерий, применяемых в биотехнологических производствах.

Список литературы

1. Похиленко, В. Д., Баранов, А. М., Детушев, К. В. Методы длительного хранения коллекционных культур микроорганизмов и тенденция развития // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. – 2009. – № 4 (12). – С. 99–121.
2. Shleikin, A. Morphometric and biochemical analysis of yeast cells under low temperature storage / A. Shleikin, N. Zhilinskaia, N. Skvortsova // 11th Baltic Conference on Food Science and Technology “Food science and technology in a changing world”, FOODBALT 2017, April 27-28, 2017. Conference Proceedings. – Jelgava, LLU, 2017. – P.23–26.
3. Сафронова, В. И., Сазанова, А. Л., Кузнецова, И. Г., Попова, Ж. П., Гришечкина, С. Д., Ермолова, В. П., Андронов, Е. Е. Полногеномное секвенирование и сравнительный анализ генов «домашнего хозяйства» и вирулентности у коммерческих штаммов *Bacillus thuringiensis* с энтомоцидным действием // Сельскохозяйственная биология. – 2015. – № 3. – С. 12–18.
4. Сафронова, В. И., Андронов, Е. Е., Чижевская, Е. П. Разработка методики молекулярно-генетической паспортизации штаммов сельскохозяйственных микроорганизмов с помощью AFLP-фингерпринтинга // Сельскохозяйственная биология. – 2012. – № 6. – С. 116–121.
5. Зайцев, Г. А. Получение генетических паспортов производственных штаммов клубеньковых бактерий, используемых для повышения урожайности бобовых культур, методом AFLP. / Зайцев, Г. А., Жилинская, Н. Т., Сафронова, В. И., Сазанова, А. Л. // Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием, 13-19 ноября 2017. Высшая школа биотехнологии и пищевых технологий. – СПб.: Изд-во Политехн.ун-та. – 2017. – С. 24–29.
6. Aserse, A. A., Räsänen, L. A., Assefa, F., Hailemariam, A., Lindström, K. Phylogeny and genetic diversity of native rhizobia nodulating common bean (*Phaseolus vulgaris* L.) in Ethiopia // Syst. Appl. Microbiol. – 2012. – № 3. – P. 120-31.

7. Сафронова, В. И., Андронов, Е. Е., Чижевская, Е. П. Разработка методики молекулярно-генетической паспортизации штаммов сельскохозяйственных микроорганизмов с помощью AFLP-фингерпринтинга // Сельскохозяйственная биология. – 2012. – № 6. – С. 116–121.

8. Базарнова, Ю. Г. Инновационные технологии в дополнительном образовании по микробиологической безопасности пищевой и биотехнологической продукции. / Ю. Г. Базарнова, В. И. Саморуков, Н. Т. Жилинская, О. Б. Иванченко // Материалы 1-ой международной конференции по ветеринарно-санитарной экспертизе, 18-19 ноября 2015 года, Воронеж. – Воронеж: Изд-во Воронежского государственного аграрного университета. – 2015. – С. 225–228.

УДК 536.252

**THE INFLUENCE OF THERMAL REGIME ON INDICATORS
OF THE QUALITY OF THE FOODS BEING FRIED**

**ВЛИЯНИЕ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА НА ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА
ОБЖАРИВАЕМЫХ ПРОДУКТОВ**

<p>Gaysin I.A.¹ Israfilov I.H.², doctor of technical sciences, professor</p>	<p>Гайсин И.А.¹ Исрафилов И.Х.², доктор технических наук, профессор</p>
<p>1 – Kazan Federal University - Naberezhnye Chelny Institute, Russia, 423812, Naberezhnye Chelny, Mira avenue, 68/19</p>	<p>1 – Набережночелнинский институт (филиал) ФГАОУ ВО К(П)ФУ, Россия, 423812, г.Набережные Челны, пр. Мира, д. 68/19</p>
<p>2 – Kazan Federal University - Naberezhnye Chelny Institute, Russia, 423812, Naberezhnye Chelny, Mira avenue, 68/19</p>	<p>2 – Набережночелнинский институт (филиал) ФГАОУ ВО К(П)ФУ, Россия, 423812, г. Набережные Челны, пр. Мира, д. 68/19</p>
<p>E-mail: 1 – irmaris@yandex.ru, 2 – azpirin123z@yandex.ru</p>	

Abstract

The influence of the roasting heat regime on the quality of the frying oil and the quality of the final product. The influence of moisture and its forms on the formation of crust during frying in in the deep fryer is shown.

Аннотация

Рассмотрено влияние теплового режима обжарки на качество фритюрного масла и качества конечного продукта. Показано влияние влаги и ее форм на образование корочки в процессе жарки во фритюре.

Обжаривание во фритюре является одной из наиболее широко распространенных технологий производства кулинарных изделий и одной из основ мировой индустрии питания. В связи с этим, перед исследователями постоянно стоит задача стабильного повышения качества продукции, тепловой экономичности и эксплуатационных характеристик оборудования, которая, в том числе, может быть решена и путем повышения точности задания теплового режима обжарки во фритюрного масла.

Состояние стабилизации показателей качества технологических процессов жарки во фритюрном масле может быть достигнуто путем различных сочетаний стадий воздействия на продукты в комбинированных способах фритюрной жарки, что обусловлено определенными закономерностями процесса, а именно: кинетикой образования корочки поджаривания [1], удаления влаги из продукта и поглощение им жира, а также температуры жира [2].

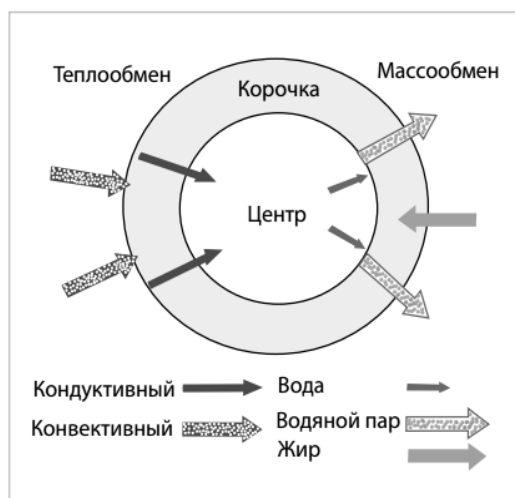


Рисунок 1 – Диаграмма тепло- и массообмена при обжаривании во фритюре [3]

Скорость удаления влаги из обжариваемых продуктов в значительной мере зависит от градиента давления и градиента влагосодержания [4] (рисунок 1). Рассмотрим в общих чертах взаимосвязь этих факторов с темпом выделения влаги в массу нагретого жира. При погружении продукта в жир на повышение давления внутри продукта влияет его температура [5]. После прогрева поверхностных слоев продукта до температуры насыщения паров в капиллярах, температура жира уже не влияет (так как температура насыщения будет оставаться на том же уровне). Если температуру жира поддерживать на том же уровне, то поверхностный слой будет интенсивнее высушиваться [6]. Скорость прогрева продукта от поверхностного слоя до центральных слоев будет зависеть только от установившейся температуры насыщения сока в капиллярах, а давление в продуктах будет зависеть от этой скорости.

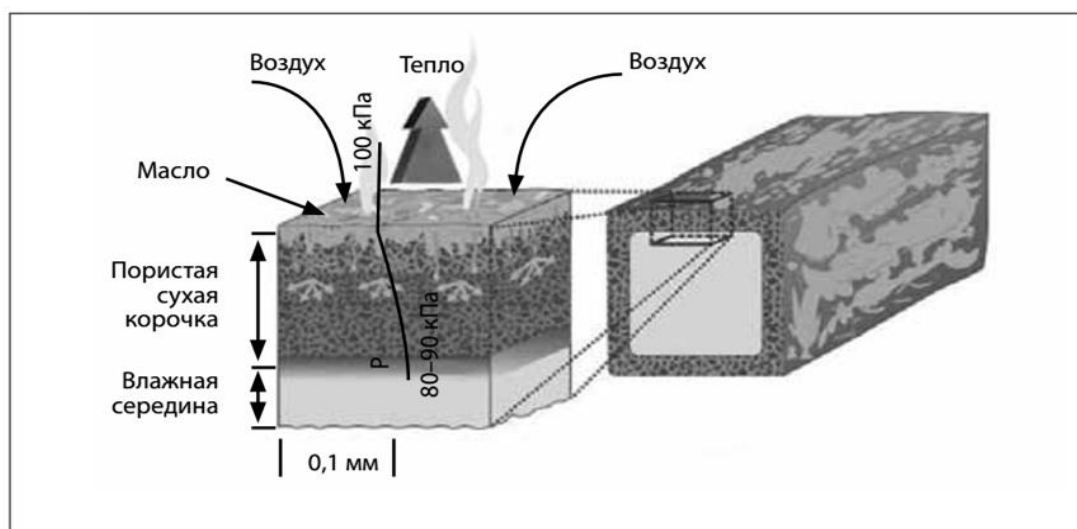


Рисунок 2 – Интерпретация поглощения фритюрного жира в процессе охлаждения продукта [3]

В первый период постоянной скорости изменения влагосодержания влага в виде жидкости движется к центру образца под действием градиента температур, и в виде жидкости и пара - к поверхности под действием градиента давления [7]. Если влагосодержание продукта очень большое, то градиент влагосодержания практически не влияет на перемещение влаги.

Во втором периоде падающей скорости удаления влаги происходит интенсивное парообразование во всех слоях продукта. Влага перемещается от центра продукта к его поверхности под действием градиента давления и только в виде пара (рисунок 2; 3).

Анализируя процесс удаления влаги, можно заключить, что в первом периоде обжарки нужна высокая температура жира, так как продукт содержит большое количество влаги, обладает высокой теплопроводностью, способен воспринимать большое количество тепла. Вместе с влагой, под действием градиента температур, передается и тепло. Под действием теплопроводности и массопереноса происходит интенсивный процесс нагрева продукта [8].

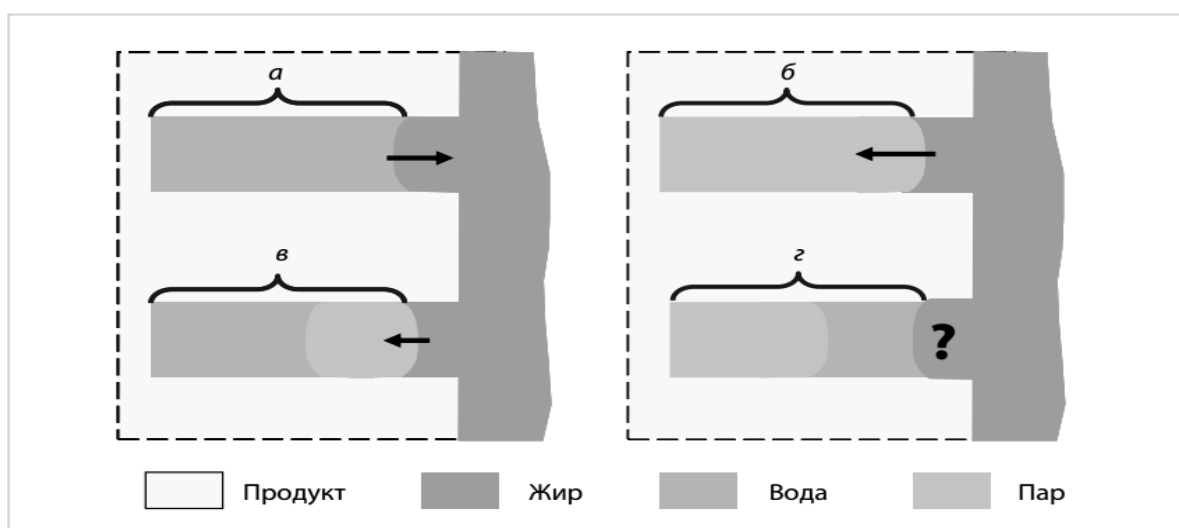


Рисунок 3 – Проникновение жира в продукт через поры: а – поры, заполненные водой; б – поры, заполненные паром; в и г – поры, заполненные и водой, и паром. При угле смачивания менее 90° проникновение жира происходит по капиллярному механизму. В присутствии пара жир может проникать также по конденсационному механизму (стрелка указывает направление движения) [3]

Прогрев поверхностных слоев тестовой заготовки в начале жарки сопровождается конденсацией влаги на поверхности и происходит очень быстро. За 150...200 секунд температура поверхности достигает 80...90 °С, затем конденсация прекращается. Под действием влаги и теплоты на поверхности заготовки образуется тонкая пленка клейстеризованного крахмала. Прогрев заготовки сопровождается выделением и расширением газа, заключенного в порах теста.

Каждый из названных процессов для достижения наилучшего показателя качества продукта требует различных режимов, т.е. различного изменении параметров рабочей камеры или рабочей поверхности в течение одного цикла. Для рационального ведения процесса жарки температура камеры и приток теплоты к изделию должны быть не постоянны, а различны в течении процесса. Так, высокая температура жарочной ванны, необходимая для быстрого прогрева изделия и закрепления его структуры в первой половине процесса выпечки, должна быть снижена во втором периоде процесса, чтобы избежать образования излишне толстой корочки на поверхности изделия и значительного уменьшения массы (рис. 3).

Список литературы

1. Kawas, M. L. Characterization of product quality attributes of tortilla chips during the frying process [Text] / M. L. Kawas, R. G. Moreira // Journal of Food Engineering. – 2001. – V. 47. – P. 97–107.

2. Lima, I. Mechanical Properties of a Fried Crust [Text] / I. Lima, R. P. Singh // J. of Text. Stud. – 2001. – V. 32. – P. 31–40.
3. Васькина, В. А. Обжаривание мучных изделий во фритюре. Механизмы впитывания жира [Текст] / В. А. Васькина, Н. А. Львович, Т. С. Вайншенкер // Масла и Жиры. – 2014. – № 1–2. – С. 28–31
4. Bouchon, P. Structure oil-absorption relationships during deep-fat frying. [Text] / P. Bouchon, J. M. Aguilera, D. L. Pyle. // Journal of Food Science. – 2003. – V. 68. – P. 2711–2716.
5. Gupta P. Studies on frying kinetics and quality of French fries. [Text] / P. Gupta, U. S. Shivhare, A. S. Bawa // Drying Technology. – 2000. – V. 18. – P. 311–321.
6. Bouchon, P. Understanding Oil Absorption During Deep-Fat Frying [Text] / P. Bouchon // Advances in food and nutrition research. – 2009. – V. 57. – P. 209–234.
7. Максимец, В. П. Изменение масла при нагреве [Текст] / В. П. Максимец, Н. В. Федак, Э. Ф. Кравченко, Д. В. Баранов // Известия ВУЗов. Пищевая технология. – 1993. – №1–2. – С.52–54.
8. Dincer I. Development of new correlations for forced convection heat transfer during cooling of products. [Text] / I. Dincer // Int. J. Energy Res. – 1995. – V. 19. – P. 791–801.

УДК 574.22

**THE INFLUENCE OF CONSERVATION ON CONTEMPT PIGMENTS
IN COMMON DUCKWEED**

**ВЛИЯНИЕ СПОСОБОВ ХРАНЕНИЯ НА СОДЕРЖАНИЕ В БИОМАССЕ
LEMNA MINOR ПИГМЕНТОВ**

Kuznetsova T.A. Ivanova A. R. Popova V. O. Ivanchenko O. B.	Кузнецова Т.А. Иванова А. Р. Попова В. О. Иванченко О. Б.
Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Russia, 195251, St. Petersburg, Polytechnicheskaya, 29	Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (СПбПУ), Россия, 195251, Санкт- Петербург, Политехническая ул., д. 29
Email: tano_lovely@mail.ru, franceili@mail.ru, vpopova1245@gmail.com, obivanchenko@yandex.ru	

Abstract

This article is dedicated on an influence of refrigerating conservation technologies on duckweed *Lemna minor*. This plant was chosen because of it's economic profit. More than that, we can use it in different ways. To begin with, it is used for cleaning water. Furthermore, duckweed has a wide impact in food technology. Thus, there is a very significant question that is: what are the most optimal conservation conditions for common duckweed. We compared two methods of conservation duckweed: frozen and drying. The results of experiment were compared with biomass that was cultivated in laboratory. The pigments were determined spectrophotometrically.

Аннотация

Статья посвящена влиянию холодильных технологий хранения ряски *Lemna minor* на содержание в биомассе ценных компонентов, пигментов. Одно из актуальных направлений использования биомассы ряски малой – использование ее в питании человека и на корм животных, а также получение из биомассы ценных компонентов. Ряска малая очень быстро на-

капливает биомассу в летний период, а в лабораторных условиях культивируется с большими энергетическими затратами. Поэтому подбор методов консервирования и хранения биомассы с наименьшей потерей ценных компонентов является актуальным. В работе сравнивали два способа хранения ряски малой: замораживание и высушивание. Результаты сравнивали с биомассой, культивируемой в лабораторных условиях. Определение пигментов проводили спектрофотометрически.

Ряска малая относится к семейству Ароидные. В течение теплового периода года растение размножается вегетативно, с помощью молодых листочков, отделяющихся от материнского растения. Зимует ряска в виде почек, опускающихся на дно вместе с отмершими растениями [1]. Ряска расселяется в стоячих и медленно текущих водах, в солёных водах не обитает. Для насекомых и рыб ее свившиеся листочки — тенистый свод, что укрывает их от солнца. Из этой же зелени они строят себе жилища.

Ряску используют и в пищевых целях. Так, в голландском местечке Баарло вот уже пару лет разводят ряску на потребу гурманам. Возможно, в ближайшем будущем ряска пополнит меню вегетарианцев и любителей экзотики. Со временем же она может отправиться в большое космическое путешествие. Ведь даже перед покорителями Марса встанут вопросы: «Чем питаться во время столь долгого путешествия? Что заменит животные протеины?» [2]

Ряска быстро размножается вегетативно в летнее время в пресных водоемах со стоячей водой, покрывая их поверхность сплошным зеленым ковром, за 6 суток удваивает массу [3]. За сезон при многократной уборке она может дать двести тонн биомассы с гектара. В Узбекистане за 8 месяцев было собрано 276 тонн с 1 га [4].

Одно из направлений исследования ряски малой - культивирование *L. minor* с дальнейшим использованием в качестве корма для сельскохозяйственных животных (содержание белка в ряске до 45 % в пересчете на сухое вещество) [5, 6]; а также для накопления ценных компонентов в тканях ряски малой; рясковые накапливают в листочках флавоноиды, дитерпеноиды, танины, витамины В1, В2 и С, стероиды, ненасыщенные жирные кислоты, в частности омега-3. [7].

Цель работы Изучение качественного состава и количественного содержания пластидных пигментов (хлорофилла а, хлорофилла b, каротиноидов) методом спектрофотометрии при разных способах хранения.

Проблема хранения. К одному из методов хранения относят сушку, так как она является экономически выгодной. После высухания биомасса легко крошится. Поэтому хранить следует в хорошо закупоренных емкостях. Например, в стеклянных банках, которые должны располагаться в месте, защищенном от солнечного света. Срок годности сухой травы 1 год.

Помимо этого, можно замораживать ряску, возможно, при использовании такого метода мы сможем сохранить больше ценных компонентов, в том числе пигментов в ней. Культивирование ряски в лабораторных условиях в зимний период трудоемкий процесс, требующий больших экономических затрат.

Мы исследовали содержание пигментов (хлорофилл а, хлорофилл b, каротиноиды) спектрофотометрически. Ряска, как и все фотосинтезирующие организмы, содержит пигменты, способные поглощать видимый свет и переходить в возбужденное состояние, запуская тем самым химические реакции фотосинтеза [8]. Хлорофилл а имеет голубовато-зеленый цвет, хлорофилл b – желтовато-зеленый. Последний содержится во всех высших растениях, к ним относится ряска *Lemna minor*. Химически хлорофилл – соединение порфириновой «головки» и фитольного «хвоста» [9]. Каротиноиды – липофильные соединения, которые у растений локализованы в хлоропластах и хромопластах [10].

Объекты исследования:

- вариант 1 – биомасса *Lemna minor*, собранная в Санкт-Петербурге, высушенная при ИК-освещении (35°C);
- вариант 2 – биомасса *Lemna minor*, замороженная при -18°C;
- вариант 3 – растения *Lemna minor*, культивируемые в лабораторных условиях в среде Тамия.

Экстракцию проводили этиловым спиртом этиловый (98%). Методы дезинтеграции – растирание в ступке с речным песком. Замороженные образцы предварительно размораживали под ИК-лампой. Выращенные в лаборатории растения также предварительно высушивали под ИК-лампой. Определяли долю влаги и сухих веществ в образцах по ГОСТ 31640-2012.

Высушивание биомассы должно проходить при температурах менее 40°C, так как хлорофилл при высоких температурах разрушается. Сушка при низких температурах может продлиться долго, что приводит к микробиологической порче материала. Сильное разбавление растворителя водой приводит к уменьшению способности пигментов экстрагироваться.

Масса навески – 0,1 г. Навеску хорошо растирают в ступке с речным песком и небольшим количеством растворителя (1-2 мл 96% этанола) до однородной массы. Объем растворителя в сумме 10-20 мл. Растертую гомогенную массу количественно переносят в центрифужную пробирку смывая остатком спирта пестик и ступку, центрифугируют при 2500 об./мин. 10 минут, отбирают надосадочную жидкость в кювету для спектрофотометрирования на 10 мм.

На спектрофотометре определяют оптическую плотность раствора (D) по определенной длине волны, соответствующей максимумам поглощения исследуемых пигментов:

Хлорофилл а – 665 нм,

Хлорофилл b – 649 нм,

Каротиноиды – 440 нм.

В кювете сравнения 96% этанол.

Концентрацию пигментов в экстракте определяют по формулам:

$$C_a = 11,63D_a - 2,39D_b, \quad (1)$$

$$C_b = 20,11D_b - 5,18D_a, \quad (2)$$

$$C_{a+b} = 6,45D_a + 17,72D_b, \quad (3)$$

$$C_{кар.} = 4,695D_{кар.} - 0,268C_{a+b}, \quad (4)$$

где C – концентрация хлорофиллов a, b и каротиноидов в экстракте, мг/л, D – оптическая плотность в центрах поглощения пигментов 440,5, 649 и 665 нм.

Концентрацию пигментов в пересчете на сухие вещества в биомассе определяли по формуле:

$$A = \frac{(C \cdot V)}{P \cdot 1000} \quad (2)$$

где A – содержание пигмента на 1 г сухой навески, мг,

C – концентрация пигмента (рассчитанная по предыдущим формулам), мг/л,

V – объем вытяжки пигмента, мл,

P – навеска, г.

Исследование особенностей ультраструктуры листочков позволяет охарактеризовать состояние фотосинтезирующего аппарата растений [7], [11], что напрямую связано с накоплением органических веществ в тканях и нарастанием биомассы.

Морфо-анатомическое исследование было проведено для растений, собранных в летний период, которые в дальнейшем хранили в разных условиях.

Показателями интенсивного метаболизма является:

- крупные открытые устьица, высокая их концентрация (характеризуют интенсивный газообмен) (рис. 1А);

- крупные клетки хлоренхимы (накопление запасных полисахаридов, интенсивный фотосинтез) (рис. 1 Б);

- крупные хлоропласты (характеризуют интенсивность фотосинтеза) (рис. 1 Б).

Размеры хлоропластов в хлоренхиме листочков растений при интенсивном росте популяций несколько меньше (табл. 1), чем в литературных источниках (Екатеринбург) [11], что возможно связано с меньшей интенсивностью солнечной радиации в условиях Санкт-Петербурга.

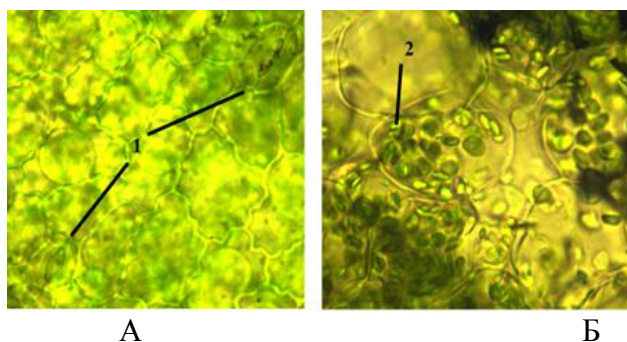


Рисунок 1 – Микроскопическая картина листицов *L. minor*: А – эпидермис (1 – устьице); Б – фотосинтезирующие клетки паренхимы (2 – хлоропласты).

Таблица 1 – Анатомическая характеристика листецов *L. minor* в естественных условиях СПб, июль 2017 г. (n=50).

S проекции кл. хлоренхимы под эпидермисом	S проекции устьица	СОУ, %	S проекции осн. клеток эпидермиса	K _a
153,87±14,89	219,32±11,49	11,29±1,23	388,86±66,84	1,73±0,18

Примечание: СОУ – степень открытости устьиц; K_a – коэффициент извилистости антиклинальных стенок основных клеток эпидермиса.

При высоких и низких температурах на свету происходит разрушение хлорофилла путем фотоокисления, что сопровождается появлением некротических пятен. Эксперимент показал, что при замораживании и высушивании происходит разрушение хлорофилла, содержание каротиноидов также снижается (табл. 2), наиболее существенное снижение наблюдается при высушивании.

Таблица 2 – Влияние способа обработки биомассы ряски малой на содержание пигментов, определенных спектрофотометрическим методом, в пересчете на сухую массу

Образец	Хлорофилл, мг/г				Каротиноиды, мг/г
	a	b	a+b	a/b	
При ИК-сушке	2,38±0,29	1,44±0,28	3,79±0,58	1,68	0,469±0,057
Замороженный при -18°C	2,59±0,093	1,83±0,13	4,41±0,208	1,42	0,586±0,021
Живые, культивируемые в лаборатории	5,57±0,73	2,40±0,367	8,00±1,10	2,33	1,655±0,220

При культивировании в лабораторных условиях в среде Тамия полученная биомасса содержит существенно больше пигментов, что делает актуальным разработку методов культивирования ряски малой.

Таким образом, для наработки наибольшего количества пигментов лучше использовать метод сохранения живой ряски в аквариумах, но этот метод не является экономически выгодным. Самый дешёвый вариант хранения ряски – ИК-сушка. Этот метод является самым невыгодным для получения большого количества пигментов. При заморозке потеря пигментов также существенная, этот способ требует доработки.

Список литературы

1. Задорожная, Л. А. Разведение рыбы, раков и домашней водоплавающей птицы. – М.: АСТ, 2011 – 380 с.

2. Волков, А. Хлеб внуков наших // Знание-сила: ежемесячный научно-популярный и научно-художественный журнал. – М., 2002. – №7. – С. 72-76.
3. Franco, M. C. Batch cultivation of microalgae in the Labfors 5 Lux Photobioreactor with LED Flat Panel Option / M. C. Franco. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://www.infors-ht.com/images/downloads/application_notes_photosynthesis_biofuel/Batch_cultivation_of_microalgae_in_the_Labfors_5_Lux_photobioreactor_\(en\).pdf](http://www.infors-ht.com/images/downloads/application_notes_photosynthesis_biofuel/Batch_cultivation_of_microalgae_in_the_Labfors_5_Lux_photobioreactor_(en).pdf)
4. Spirulina & Ряска [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.Istina1888.narod.ru/20AA.HTM. – (Дата обращения: 14.02.18)
5. Xu, J. The production of duckweed as a source of biofuels / J. Xu1, H. Zhao, A.-M. Stomp et al. // Biofuels. – 2012. – V. 3(5). – 589-601.
6. Cui, W. Growing duckweed for biofuel production: a review / W. Cui, J.J. Cheng // Plantbiology. – 2014. – V. 1. – P. 1-8.
7. Ронжина, Д. А. Химический состав листа и структура фотосинтетического аппарата высших водных растений / Д.А. Ронжина, Л. А. Иванов, В. И. Пьянков // Физиология растений. – 2010. – том 57, № 3. – С. 389–397.
8. Медведев, С. С. Физиология растений: учебник. – СПб: БХВ-Петербург, 2012. – 512 с.: – ISBN 978-5-97750716-5.
9. Барнс-Сварни, П. Здоровое питание в вопросах и ответах / П. Барнс-Сварни, Т. Сварни. – М: Альпина Паблишер, 2017. – 432 с.
10. Шарова, Е. И. Антиоксиданты растений: учебное пособие – СПб: Изд-во Санкт-Петербургского гос. ун-та, 2016. – 138 с.
11. Кислицина, М. Н. Ответные реакции LEMNA MINOR L. на действие экзогенных фенольных соединений / М. Н. Кислицина, Г. Г. Борисова // Ученые записки Петрозаводского государственного университета. – 2016, № 4 (157), С. 54–58.:

UDC 664; 615.453.4.014.6

OBJECTIVES OF ENCAPSULATION

ЦЕЛИ ИНКАПСУЛИРОВАНИЯ

КАПСУЛАЛАУ МАҚСАТЫ

Какимов А.К¹ , д.т.н., профессор Муратбаев А.М¹ , докторант Жумадилова Г.А¹ , докторант	Какимов А.К¹ , д.т.н., профессор Муратбаев А.М¹ , докторант Жумадилова Г.А¹ , докторант
Shakarim University Semey, Kazakhstan, 071412, Semey, Glinky 20a	Государственный университет имени Шакарима города Семей, Республика Казахстан, 071412, г. Семей, Глинки 20а
E-mail: 1 – bibi.53@mail.ru ; 2 – great_mister@mail.ru ; 3 – zhumadilovaga@mail.ru	

Abstract

As the title implies the article describes of encapsulation and the main objectives of encapsulation. And also describes the main stages of the encapsulation technology.

Аннотация

В статье описывается инкапсуляция и основные цели инкапсуляции. А также описаны основные этапы технологии инкапсуляции.

Аннотация

Мақалада инкапсуляция және инкапсуляцияның негізгі міндеттері сипатталған. Сондай-ақ инкапсуляция технологиясының негізгі кезеңдері сипатталады.

Encapsulation is a physicochemical or mechanical process of separating small particles of a substance (solid, liquid or gaseous) into a film-forming material shell to produce particles ranging in diameter from several nanometers to several millimeters [1, 2].

Objectives of encapsulation:

- prevention of unsustainable drugs from exposure to harmful environmental factors (vitamins, antibiotics, enzymes, vaccines, serums, etc.);
- ensuring the release of drugs in a specific area of the gastrointestinal tract (enteric-microcapsules);
- masking the taste of bitter and nauseating medicinal substances;
- ensuring the prolonged action of the drug, namely, maintaining a certain level of the active ingredient in the body and its effective therapeutic effect for a long time due to the slow release of small doses of the active ingredient;
- combining in one drug incompatible with each other in a pure form of medicinal substances (use of separation coatings);
- ease of swallowing;
- improvement of subsequent processing, especially in high-speed packaging lines, etc.

Initially, encapsulation of biologically active substances was carried out with the aim of increasing their effectiveness, reducing toxicity or stabilizing them, mainly in the pharmaceutical industry and in the production of pesticides [2]. Today encapsulation is an intensively developed technology that has found wide application in various industries and is a good example of the use of microtechnology in the science of food and biotechnology [3]. In the food industry, encapsulation of bioactive components is used to regulate oxidation-reduction reactions, to adjust the taste, color and odor, and to increase the shelf life. Currently, the encapsulation of lactic acid bacteria, both starter cultures and probiotics, has become widespread in order to protect them in the gastrointestinal tract from acidic pH values, which allows increasing the production of new technologies for functional products [4, 5].

The technology of encapsulation is becoming more and more interesting in the field of biotechnology, in addition to increasing the survival of probiotic cultures in dairy products and in the GI tract, it helps protect cells from bacteriophages, increase their survival in the drying and freezing process. In addition, the encapsulated cultures provide greater cell stability and high production of metabolites with a high agitation speed.

The process of microencapsulation of microorganisms is the creation of polymer systems in the form of hydrogel matrices and microcapsules with immobilized microbial cells. Microcapsules have a dense membrane, which serves as a semipermeable membrane, and internal liquid contents. Cells of microorganisms are localized in the matrix formed inside the capsules, where they can freely reproduce [5].

The encapsulating agent must be safe and able to form a barrier to protect probiotics.

There are different types of encapsulation - the type of "reservoir" and the type of matrix. In the first case, the encapsulating material forms a shell around the encapsulated material and, therefore, can be called a capsule. In the case of matrix types, the active agent is dispersed in a carrier material, but it can also be on the surface of the encapsulating material. The combination of these two methods makes it possible to obtain a third type of encapsulation - a matrix in which the active agent is coated with a film [6].

The encapsulation technology typically includes three steps. The first stage consists of the inclusion of bioactive components in a liquid or solid matrix. In the case where the substrate is a liquid, the inclusion will occur by dissolution or dispersion in the matrix, and if the base is a solid, the introduction will be by agglomeration or adsorption.

In the second stage, the liquid matrix is dispersed and the solution is sprayed onto the solid matrix. The final stage is stabilization by chemical (polymerization), physicochemical (gelation) or physical (evaporation, crystallization, coalescence) processes [7].

Summing up the analysis, it should be noted that there are different purposes of encapsulation and technology of obtaining capsules. The main thing is that the encapsulating substance must be safe and capable of forming a barrier to human protection.

References

1. Chen, M. J., Chen, K. N. Applications of probiotic encapsulation in dairy products. In: Lakkis, Jamileh M. (Ed.), Encapsulation and Controlled Release Technologies in Food Systems. – Wiley-Blackwell, USA, 2007. – P. 83–107.
2. Ильюшенко, Е. В. Инкапсулирование биологически активных веществ с использованием обратных микроэмульсий // Автореф. дис. ... канд. хим. наук. – М., 2012.
3. Nazzaro et al. Microencapsulation in food science and biotechnology // Current Opinion in Biotechnology. – 2012. – 23. – P. 182–186.
4. Champagne, C. P., Kailasapathy, K. Encapsulation of probiotics. In: Garti, N. (Ed.), Delivery and Controlled Release of Bioactives in Foods and Nutraceuticals. – Woodhead publishing Ltd., Cambridge, UK, 2008. – P. 344–369.
5. Ананьева, Н. В., Ганина, В. И., Нефедова, Н. В., Габрильян, Г. Р. Применение иммобилизованных форм пробиотических бактерий в производстве молочных продуктов // Молочная промышленность. – №11. – 2006. – 46–47 с.
6. Zuidam, N. J., Shimoni, E. Overview of microencapsulates for use in food products or processes and methods to take them. In: Zuidam, N.J., Nedovic, V. (Eds.), Encapsulation Technologies for Active Food Ingredients and Food Processing. Springer-Verlag, New York Inc., 2009. – P. 3–29.
7. Poncelet, D., Dreffier, C., Subra-Paternault, P., Vandamme, T.F. Introduction aux techniques de microencapsulation. In: Vandamme, T., Poncelet, D., Subra-Paternault, P. (Eds.), Microencapsulation: des Sciences aux Technologies. Ed. Tec& doc, Paris, 2007. – P. 3–7.

УДК 004.942

SIMULATION MODELING OF THE PROCESS OF ENTERING THE REGIME OF A THERMOELECTRIC AIR COOLER IN THE CONDITIONS OF FROST FORMATION

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВЫХОДА НА РЕЖИМ ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ В УСЛОВИЯХ ОБРАЗОВАНИЯ ИНЕЯ

Sulin A.B.¹, D.Sc. Marchenko A.S.², graduate student	Сулин А.Б.¹, д.т.н., профессор Марченко А.С.², аспирант
1, 2 – ITMO University, Russia, 197101, St.-Petersburg, Kronverkskiy pr., 49	1, 2 – НИУ ИТМО, Россия, 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., д. 49
E-mail: 1 – miconta@rambler.ru, 2 – mandserg@gmail.com	

Abstract

The results of simulation of the process of reaching a stable operating mode of the "thermoelectric air cooler - cooling object" system are considered. The results of the full-scale experiment are analyzed, their comparison with the experimental data obtained as a result of simulation is made. Conclusions are

drawn about the possibility of using simulation in the design of life support systems.

Аннотация

Рассмотрены результаты имитационного моделирования процесса выхода на режим системы «термоэлектрический воздухоохладитель – объект охлаждения». Проанализированы результаты натурального эксперимента, произведено их сравнение с экспериментальными данными, полученными в результате имитационного моделирования. Сделаны выводы о возможности использования имитационного моделирования в процессе проектирования систем жизнеобеспечения.

По данным Международного института холода, на охлаждение, необходимое для хранения продуктов и работы систем кондиционирования воздуха, используется более 10% мирового потребления энергии [1]. При этом при эксплуатации практически любых холодильных машин имеется значительный резерв энергосбережения, возникающий как из возможного улучшения факторов проектирования и монтажа, так и из условия правильной эксплуатации. Для реализации мер, направленных на повышение энергоэффективности, при проектировании систем жизнеобеспечения необходимо использовать комплексные подходы, неотъемлемой частью которых является моделирование протекающих процессов [2].

Система «термоэлектрический воздухоохладитель (ТЭВО) – объект охлаждения» является термодинамической системой, моделирование работы которой позволит подробно изучить процесс ее выхода на режим и точно подобрать оптимальные параметры аппаратов. Из-за невысоких значений холодильного коэффициента термоэлектрических систем на первый план выходит оптимизация их конструкции и разработка эффективного алгоритма работы [3]. Функционал программы позволяет смоделировать процесс выхода указанной системы на установившийся режим работы. Расчет в данном случае усложняется наличием фазовых переходов при конденсации и замерзании водяного пара [4].

Термоэлектрический воздухоохладитель [5] представляет из себя конструкцию, состоящую из четырех блоков (рис. 1), каждый из которых состоит из воздушного ребристого радиатора (поз. 1), термоэлектрических модулей (ТЭМ) (поз. 2) и водяного канального теплообменного аппарата (поз. 3). Холодные поверхности ТЭМ прилегают к воздушным радиаторам, горячие – к поверхностям водяных теплообменных аппаратов. Через ребра воздушного радиатора при помощи вентилятора продувается воздух из объема охлаждаемого объекта.

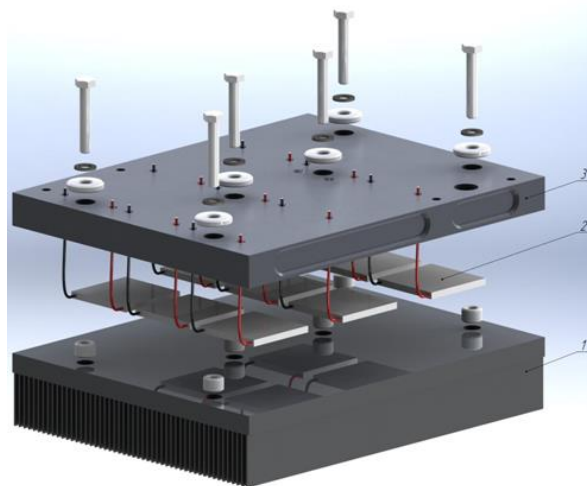


Рисунок 1 – Общий вид блока термоэлектрического воздухоохладителя

Процесс выхода на режим указанной системы предполагает четыре этапа, в каждый из которых расчет системы ведется по определенному алгоритму.:

1. Сухое охлаждение до момента достижения радиатором температуры точки росы.

2. Охлаждение, сопровождающееся выпадением конденсата на ребрах радиатора, от момента достижения точки росы до 0°C . Темп охлаждения снижается в связи с выделением теплоты фазового перехода.

3. Охлаждение, сопровождающееся выпадением инея на ребрах радиатора, при снижении его температуры ниже 0°C . Темп охлаждения снижается еще сильнее, так как к теплоте конденсации добавляется теплота кристаллизации.

4. Сухое охлаждение после вымораживания всей влаги, содержащейся в воздухе камеры. На данном этапе холодопроизводительность ТЭВО расходуется только на компенсацию теплопритоков, однако процесс теплообмена затруднен слоем инея, осевшего на ребрах радиатора.

На рис.2 приведены расчетные зависимости энергетических характеристик данной системы от времени. Анализ зависимостей показывает, что после выхода системы на режим (порядка 6000 с) холодопроизводительность ТЭВО расходуется только на компенсацию теплопритоков.

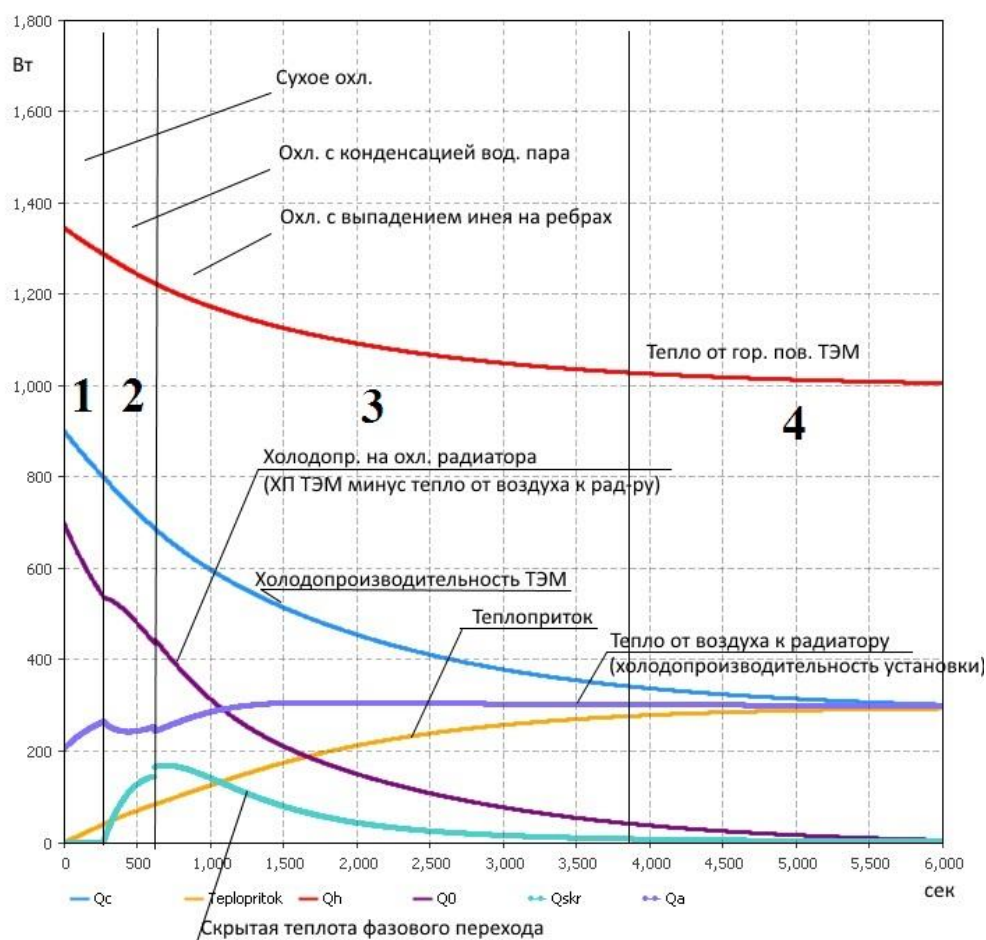


Рисунок 2 – расчетные зависимости энергетических характеристик системы от времени, полученные в результате имитационного моделирования

Диаграмма процесса, показывающая изменение значений расчетных температур основных элементов системы от времени, показана на рис.3. Как видно из графика, наличие фазовых переходов водяного пара во 2 и 3 зонах – зонах вызвана сначала выпадением на ребрах радиатора конденсата, а затем образованием инея, который значительно тормозит процесс выхода системы на режим. Однако в связи с конечным количеством влаги в охлаждаемом воздухе, в зоне 3 происходит постепенное снижение теплоты фазового перехода, с почти полным ее исчезновением после 3700 секунд эксперимента. В зоне 4 после вымораживания на ребрах радиатора всей влаги из воздуха охлаждаемого объекта система снова возвращается к охлаждению без фазовых превращений водяного пара. Однако теплообмен в данном случае уже сильно затруднен слоем

иней на ребрах радиатора. Иней не только ухудшает теплообмен воздуха с холодными поверхностями ТЭМ, но и уменьшает живое сечение для его движения.

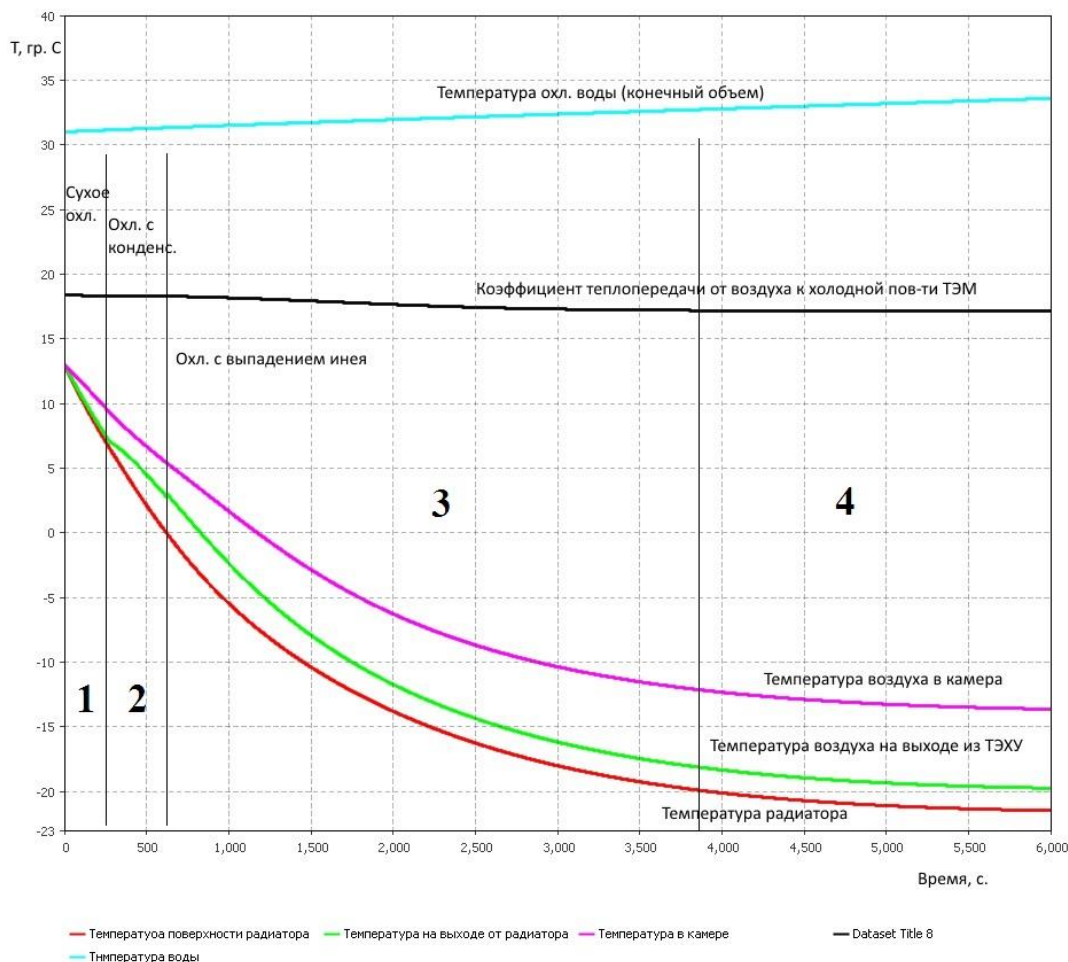


Рисунок 3 – изменение значений расчетных температур основных элементов системы от времени, полученное в результате имитационного моделирования.

Для сравнения результатов, полученных при имитационном моделировании работы системы, с результатами натурального эксперимента, было произведено совмещение графиков зависимости температур расчетных элементов от времени в равном масштабе. Совмещенный график изображен на рис. 4. Как видно из графика, имеется расхождение в температурах воздуха на выходе из термоэлектрического воздухоохладителя и температуры радиатора в первой половине эксперимента и почти полное совпадение графиков этих температур во второй. График температуры воздуха в объеме охлаждаемого объекта (в камере), полученный в результате имитационного моделирования, напротив, совпадает с аналогичной температурой в натурном эксперименте только в начале и конце эксперимента, а в середине имеет более вогнутый профиль. Причинами указанных несоответствий являются допущения, связанные с высокой сложностью и трудностью точного расчета процессов, протекающих в рассматриваемой системе. Среди основных допущений можно указать следующие:

- Температура всего объема воздушных радиаторов принята одинаковой;
- Температура холодных поверхностей ТЭМ одинакова и равномерно распределена по поверхности модуля (то же верно и для горячих поверхностей ТЭМ);
- Температура всей поверхности водяного теплообменника одинакова;
- Отсутствует градиент температуры по высоте в холодильной камере;
- Воздух равномерно раздается вентилятором во все каналы воздушного радиатора и пр.

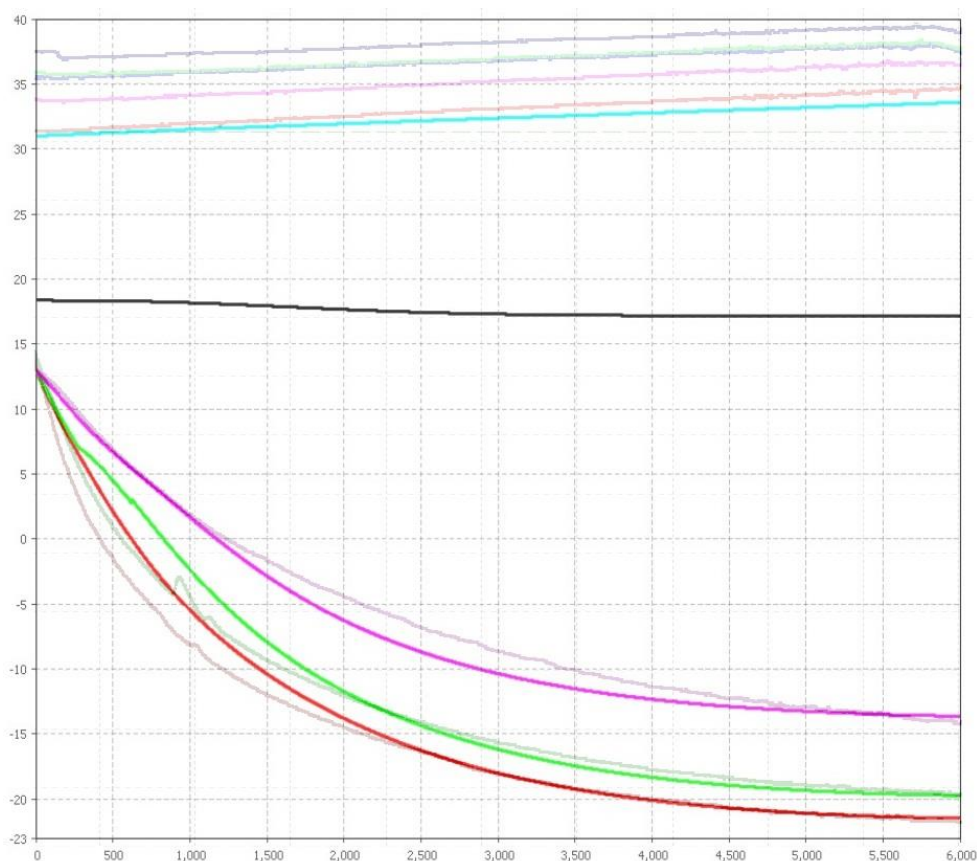


Рисунок 4 – совмещение графиков зависимости температур основных элементов ТЭМ от времени, полученных в результате имитационного моделирования и натурального эксперимента

Совмещение графиков, полученных в результате натурального эксперимента и эксперимента имитационного моделирования, показывает, что методика имитационного моделирования позволяет с высокой долей точности моделировать процессы, протекающие в реальных системах. Более детальная проработка модели данной системы позволила бы добиться почти точного совпадения с экспериментальными данными, что позволяет рекомендовать данную методику для любых проектных и предпроектных проработок систем жизнеобеспечения.

Список литературы

1. Челноков, А. А. Основы экологии [Электронный ресурс]: учеб. пособие / А.А. Челноков, Л. Ф. Ющенко, И. Н. Жмыхов; под общ. ред. А. А. Челнокова. – Минск : Выш. шк., 2012. – 543 с.: ил.
2. Gaudiano, P. Agent based simulation as a tool for the built environment // *Annals of the New York Academy of Sciences*. – 2013. – Т. 1295. – № 1. – С. 26–33.
3. Enescu, D., Virjoghe, E. O. A review on thermoelectric cooling parameters and performance // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2014. – Т. 38. – С. 903–916.
4. Сулин, А. Б., Марченко, А. С. Приложение методов логического моделирования для расчета систем жизнеобеспечения // VIII Международная научно-техническая конференция «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке» (Санкт-Петербург, 15-17 ноября 2017г.): Материалы конференции. – 2017. – С. 150–152.
5. Марченко, А.С., Сулин, А.Б. Эффективные решения теплообменников для термоэлектрических трансформаторов теплоты // *Вестник Дагестанского государственного технического университета. Техническиенауки*. – 2016. – № 4(43). – С. 63–72.

**VISCOSITY AND VAPOR PRESSURE OF MIXTURES OF REFRIGERANT R134A
WITH LUBRICATION OIL ISO 22**

**ВЯЗКОСТЬ И ДАВЛЕНИЕ КИПЕНИЯ СМЕСЕЙ ХЛАДАГЕНТА R134A
И СМАЗОЧНОГО МАСЛА ISO 32**

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

Abstract

Viscosity and liquid-vapor phase equilibrium of the mixture of the refrigerant R134a with the lubrication oil ISO 32 have been measured over a temperature range from 233 to 373 K, a pressure range from 0.02 to 3.7 MPa, and a range of oil mass composition from 0.3 to 0.9. Correlation equations provided sufficiently accurate description of viscosity and vapor pressure in the indicated range of temperature and composition are proposed.

Аннотация

Вязкость и давление кипения смеси хладагента R134a и смазочного масла ISO 22 были измерены в диапазоне температур от 233 до 373 К, при давлениях от 0.02 до 3.7 МПа и массовой концентрации масла от 0.3 до 0.9. Предложены корреляционные уравнения, которые с достаточной точностью описывают вязкость и давление кипения в указанном диапазоне температур и состава смеси.

Хладон R134a является озонобезопасным, свободным от хлора холодильным агентом, относящимся к группе гидрофторуглеродов. Этот хладон был разработан как заменитель озоноразрушающего хладона R12. Использовать его рекомендуется в домашних 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, а также для охлаждения или кондиционирования воздуха. Многокомпонентные смеси холодильных агентов, составленные из озонобезопасных гидрофторуглеродов (хладонов R32, R125, R134a) и некоторых углеводородов, к 2020 году должны заменить широко применявшиеся ранее хладоны R22 и R502.

Перспективы применения новых экологически безопасных хладагентов в системах охлаждения с высокими энергетическими показателями связаны с использованием новых смазочных масел. 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 транспортных свойств как раздельно масла и хладагента, так и смеси масло-хладагент.

Настоящая работа является продолжением исследований свойств смесей синтетических смазочных масел с хладагентами [1-5] и посвящена измерениям парожидкостного равновесия и вязкости смеси хладагента R134a и смазочного масла ISO 22. Особое внимание было уделено разработке корреляционных уравнений, основанных на полученных экспериментальных данных, и передающих термическую и концентрационную зависимость давления кипения и вязкости смесей масло/хладагент.

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 представлены в более ранних работах [7-9].

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 R134a, представленному в базе данных REFPROP [6], рассчитывалась масса паров хладагента в этом пространстве. Давление определялось при помощи цифрового преобразователя давления. Температура измерялась образцовым платиновым термометром сопротивления. Валовая концентрация смеси находилась по массе заправленных компонентов.

При измерениях фазового равновесия жидкость-пар исследуемой смеси массив P-T-x данных получен в диапазоне температур 233 ... 373 K при давлениях от 0.02 до 3.7 МПа и массовой доли масла 0.3 ... 0.9. Экспериментальные измерения вязкости проведены в области температур от 233 до 373 K и массовой доли масла от 30% до 90%. В табл. 1 и 2 приведены результаты экспериментальных измерений давления кипения P и вязкости ν смеси хладагента R134a и смазочного масла ISO 22 при различных значениях массовой доли масла x и температуры T .

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

T, K	P, MPa				
	$x=0.297$	$x=0.498$	$x=0.695$	$x=0.801$	$x=0.903$
233.15	0.052	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 давление кипения–состав, давление кипения–температура и вязкость–температура. Отметим, что для отображения изобар на диаграмме вязкость–температура, приведенной на рис. 3, 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 хладагента R134a и смазочного масла ISO 22

T, К	$\nu, 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$				
	x=0.304	x=0.501	x=0.699	x=0.797	x=0.900
233.15	2.48	16.2	165	601	2512
253.15	1.49	7.21	47.2	144	440
273.15	1.05	4.13	19.4	47.2	115
293.15	0.77	2.46	9.06	18.5	39.5
313.15	0.59	1.67	5.31	9.29	17.7
333.15	0.46	1.19	3.25	5.55	9.06
353.15	0.36	0.88	2.17	3.55	5.55
373.15	0.30	0.71	1.59	2.48	3.72

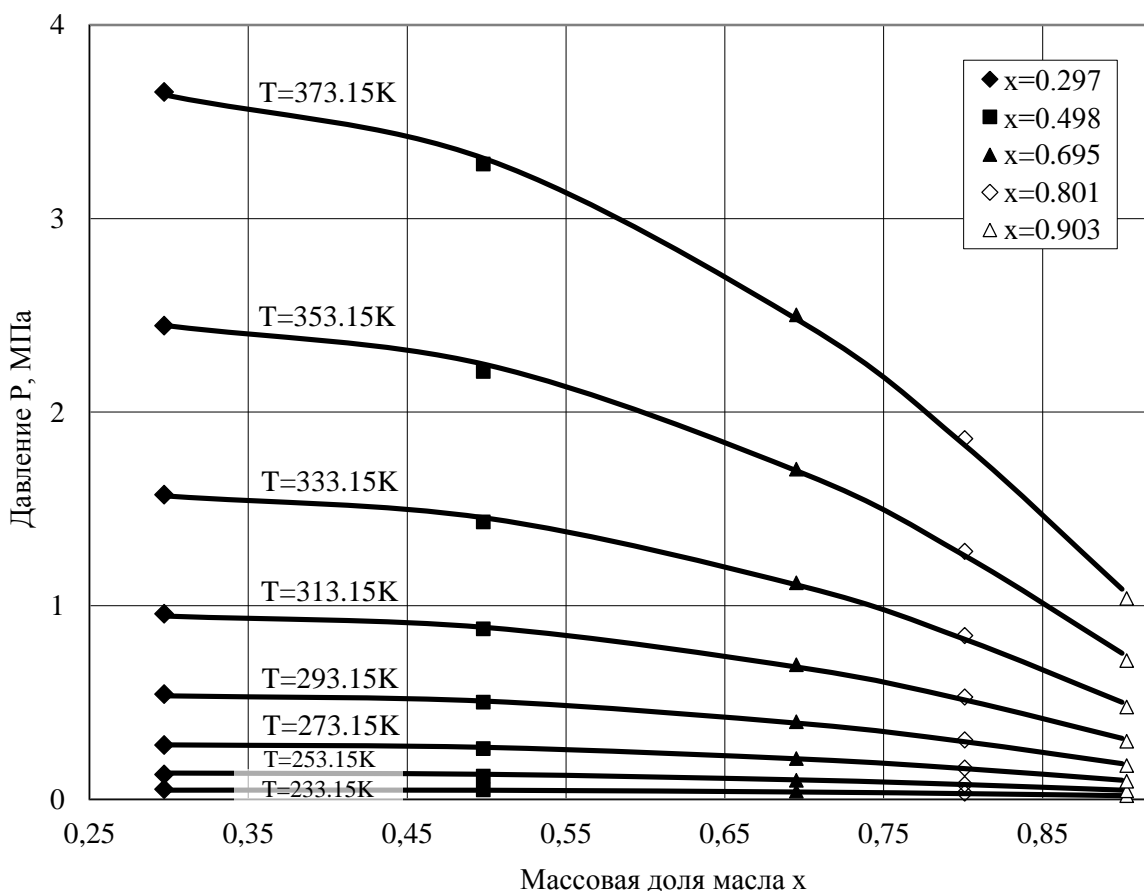


Рисунок 1 – Диаграмма P–x смеси хладагента R134a и смазочного масла ISO 22

Приведенные ниже корреляционные уравнения получены аппроксимацией наших экспериментальных данных. Они позволяют рассчитать давление кипения и вязкость смеси хладагента R134a и смазочного масла ISO 22 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, $10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

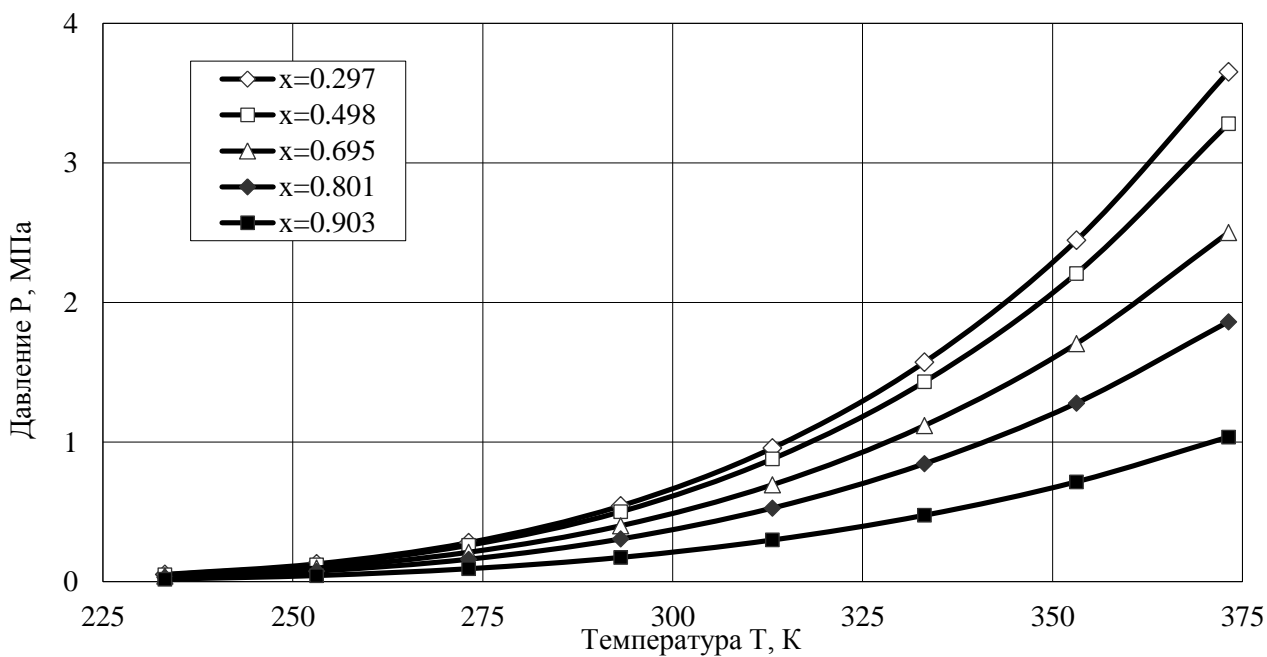


Рисунок 2 – Давления кипения смеси хладагента R134a и смазочного масла ISO 22

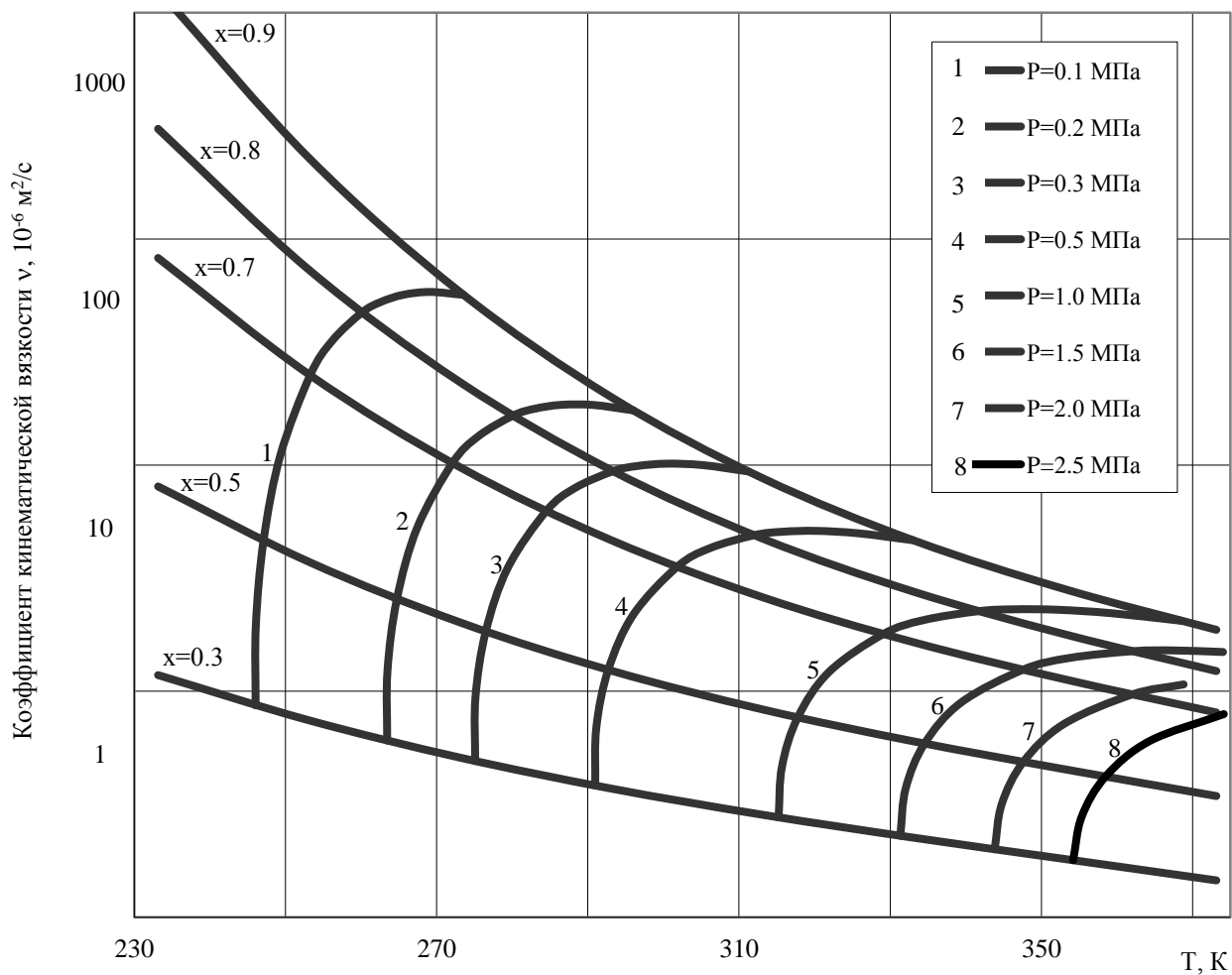


Рисунок 3 – Вязкость смеси хладагента R134a и смазочного масла ISO 22

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

значения a_{ij}					значения c_{ij}				
$j \setminus i$	0	1	2	3	$j \setminus i$	0	1	2	3
0	0.3965	1.4683	2.1738	0.8538	0	-0.7841	-0.5200	0.0083	0.1546
1	0.9800	2.0470	1.0404	2.8495	1	1.0421	1.0897	-0.1189	-0.6937
2	-1.3281	-3.3494	-3.0469	-3.8556	2	1.9241	-3.5092	2.0657	-0.0345

Расхождения между полученными экспериментальными данными о давления 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.

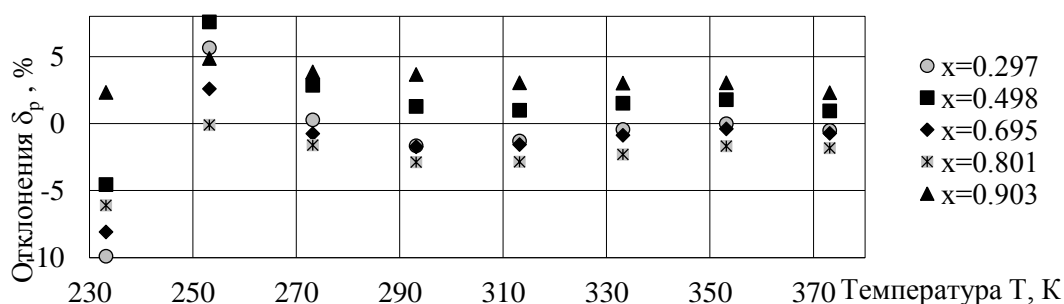


Рисунок 4 – Отклонения рассчитанных по уравнению (1) значений от экспериментальных данных по давлению кипения смеси хладагента R134a и смазочного масла ISO 22

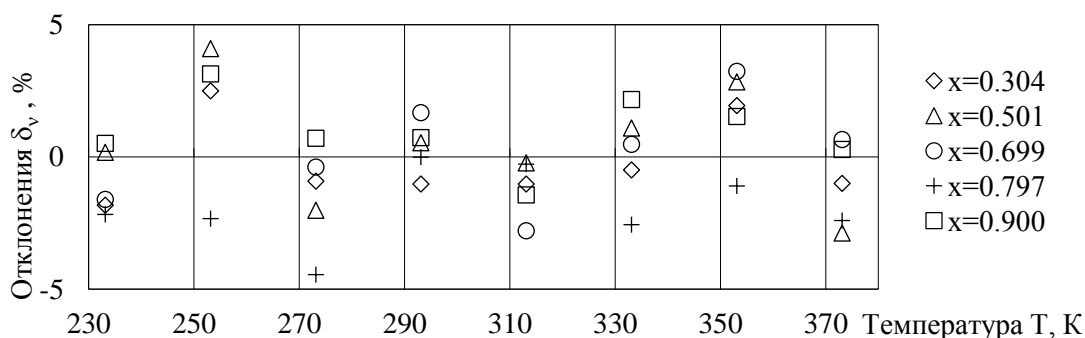


Рисунок 5 – Отклонения рассчитанных по уравнению (2) значений от экспериментальных данных по вязкости смеси хладагента R134a и смазочного масла ISO 22

Проведены экспериментальные измерения вязкости и давления кипения смеси хладагента R134a и смазочного масла ISO 22 в области температур 233 ... 373 К, при давлениях до 3.7 МПа и массовой доли масла от 0.3 до 0.9. Аппроксимация экспериментальных данных по давлению кипения смеси, как функции температуры и ее массового состава, уравнением (1) проведена со среднеквадратичной погрешностью 3.5% и максимальном отклонении -9.9% – при самой низкой температуре и наименьшей доли масла. Температурная и концентрационная зависимость коэффициента кинематической вязкости смеси хладагента R134a и смазочного масла ISO 22 описана уравнением (2) со среднеквадратичным отклонением 2.1%, а максимальная погрешность составила 5.1%. Приведенные выше корреляционные зависимости позволяют проводить расчеты вязкости и давления кипения исследуемой смеси с точностью, удовлетворяющую инженерную практику.

Список литературы

1. Лапардин, Н. И. Давление кипения и вязкость смеси хладагента R407C со смазочным маслом ISO 46 / Н. И. Лапардин // Харч. наука і технологія. – 2010. – № 4. – С. 66–68.

2. Геллер, В. З. Исследование растворимости и вязкости смеси компрессорного масла ISO 46 с хладоном 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. – No. 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. 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.

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. 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. Viscosity of HFC32 and HFC32 / lubricant mixtures [Text] / V. Z. Geller, M. E. Paulaitis, B. Bivens, A. Yokozeki. // Proceedings of the 12th Symposium on Thermophysical Properties, Boulder, CO, June 1994. – P. 477–486.

УДК 62-176.2

BINARY CYCLE USING OZONE-FRIENDLY REFRIGERANTS

БИНАРНЫЙ ЦИКЛ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ОЗОНОБЕЗОПАСНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ

<p>Martynova N.M.¹, student Janarbekova M.J.¹, student Armanova N.A.¹, student Yermolenko M.V.¹, Candidate of technical science Stepanova O.A.¹, Candidate of technical science.</p>	<p>Мартынова Н.М.¹, студент Жанарбекова М.Ж.¹, студент Арманова Н.А.¹, студент Ермоленко М.В.¹, к.т.н. Степанова О.А.¹, к.т.н.</p>
<p>1 – Shakarim State University of Semey, Kazakhstan, 071411, Semey, Glinki Street, 20a</p>	<p>1 – Государственный университет имени Шакарима г. Семей, Республика Казахстан, 071411, Семей, улица Глинки, 20а</p>

Abstract

In this article described a binary cycle of a steam-turbine plant with a low-potential working substance (refrigerant). Exergetic analysis of steam-turbine cycle on water vapor and binary cycle is

carried out. After analyzing the results of the study revealed the necessity of introduction of a binary cycle using ozonometric chillers to increase the efficiency of thermal energy production.

Аннотация

В представленном материале рассмотрен бинарный цикл паротурбинной установки с низкопотенциальным рабочим телом (холодильным агентом). Проведен эксергетический анализ паротурбинного цикла на водяном паре и бинарного цикла. Проанализировав результаты исследования, выявлена и обоснована необходимость внедрения бинарного цикла с использованием озонобезопасных холодильных машин для повышения эффективности производства тепловой энергии.

В последние годы бурное развитие получило направление по утилизации сбросной теплоты энергетических установок с внедрением турбинных установок на низкотемпературном рабочем теле. В таких установках реализуется органический цикл Ренкина и утилизируется сбросная теплота.

Обзор литературы показывает, что направление энергетики, связанной с утилизацией остаточного тепла (тепловых отходов) и использования альтернативных источников энергии, в последнее время интенсивно развивается [1, 2, 3, 4].

Таким образом, изучение эффективности бинарного цикла, использующего в качестве низкотемпературного рабочего тела холодильный агент, является актуальным вопросом в современной энергетике.

Существуют различные способы оценки эффективности циклов. Энергетический метод основан на анализе энергетического баланса, что позволяет оценивать только часть потерь, связанных с необратимостью процессов передачи и преобразования энергии. Потери, связанные с изменением качества энергии (с ростом энтропии) в адиабатном процессе, не влияют на энергетический баланс [5].

Эти два метода дают возможность провести необходимый сравнительный анализ различных циклов.

Целью исследования было проведение эксергетического анализа бинарного цикла паротурбинной установки с низкопотенциальным рабочим телом (холодильным агентом).

В исследуемом цикле в качестве рабочего тела рассматривается фреон R-134a.

R-134a (тетрафторэтан) – вещество без запаха и цвета. Считается наиболее безопасным соединением с точки зрения экологии, потому что не содержит такие вещества как бром и хлор. Бромсодержащие и хлорсодержащие фреоны негативно воздействуют на состав атмосферы, разрушают озоновый слой. Второе положительное качество, которым обусловлено широкое применение этого хладагента – нетоксичность [6].

Физические свойства R134a представлены в таблице 1 [7].

Таблица 1 – Физические свойства R134a

Столбец 1	Столбец 2	Столбец 3
Величина	Единица измерения	Значение
Плотность насыщенной жидкости при температуре плюс 25 °С	кг/м ³	1160
Давление паров насыщенной жидкости при температуре плюс 25 °С	кПа (абс)	667
Температура плавления	°С	– 101
Нормальная температура кипения (P=0,1МПа)	°С	– 26,5
Критическая температура	°С	101,5
Критическое давление	МПа	4,06
Критическая плотность	кг/м ³	538,5

Экологические характеристики и пожароопасность R134a следующие:

- потенциал разрушения озона ODP = 0;
- потенциал глобального потепления GWP = 1300;
- класс опасности 4.

При соприкосновении с пламенем и горячими поверхностями разлагается с образованием высокотоксичных продуктов, трудногорючий газ. Концентрационные пределы распространения пламени в воздухе отсутствуют. R134a токсикологически безопасен [8].

Схема бинарной установки с низкпотенциальным рабочим телом показана на рисунке 1.

Образующийся в паровом котле 1 пар поступает в пароперегреватель 2, а затем в паровую турбину 3. Там он совершает работу, которая передается электрогенератору 4. Отработавший пар конденсируется в теплообменнике 5, отдавая теплоту. И питательным насосом 6 конденсат обратно подается в котел 1. На этом замыкается высокотемпературный водяной контур. Фреон в свою очередь испаряется, получая тепло в теплообменнике 5, а затем направляется в фреоновую турбину 7. В ней он расширяется, приводя в движение вал турбины и электрогенератора 8. Механическая энергия вращения вала преобразуется в электроэнергию. По выходе из турбины пар фреона конденсируется в конденсаторе 9. После конденсатора жидкий фреон конденсатным насосом 10 заново подается в теплообменник 5. Таким образом, завершается фреоновый контур [9].

При расчете паротурбинной установки приняты параметры:

- давление перегретого пара $P_0 = 8$ МПа;
- температура перегретого пара $t_0 = 500^\circ\text{C}$;
- давление пара на выходе из турбины $P_1 = 0,05$ МПа;
- относительный внутренний КПД $\eta_{oi} = 0,855$ [10].

При расчете бинарного цикла для фреона приняты параметры:

- давление фреона перед входом в турбину $P_0 = 1,7$ МПа;
- температура фреона перед входом в турбину $t_0 = 70^\circ\text{C}$;
- давление на выходе из турбины $P_k = 0,4$ МПа;
- относительный внутренний КПД фреоновой турбины $\eta_{oi} = 0,801$ [11].

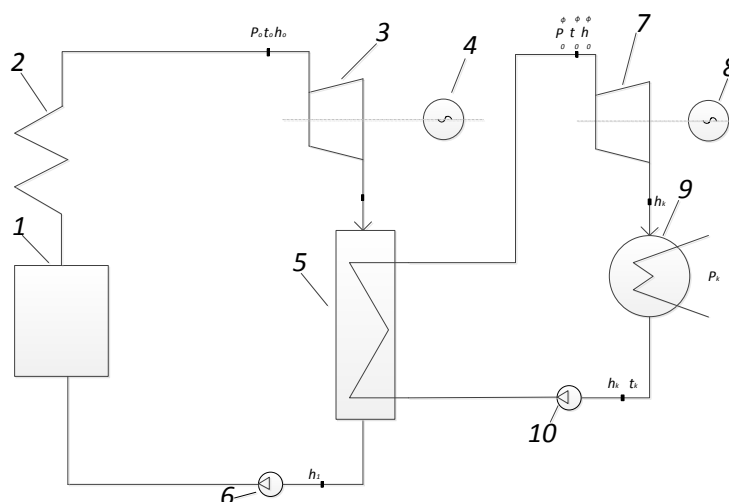


Рисунок 1 – Двухконтурная паротурбинная установка с низкпотенциальным рабочим телом (R134a)

На рисунке 2 показаны полученные значения термических КПД паротурбинного и бинарного циклов.

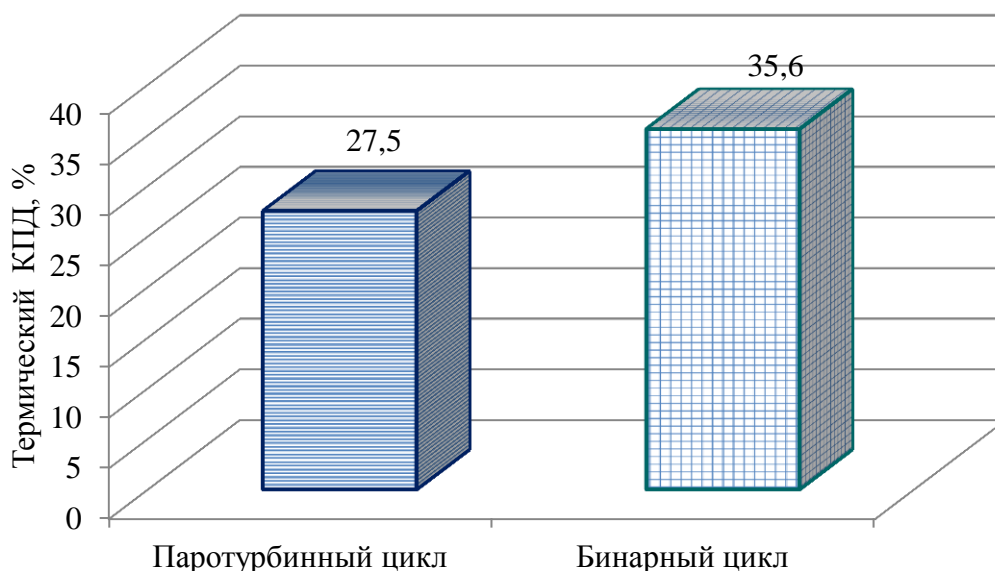


Рисунок 2 – Значения термических КПД паротурбинного и бинарного циклов

Анализ показал, что применение фреонового контура после пароводяного повышает термический КПД всей установки на 29,5 %, в сравнении с одноконтурной паротурбинной установкой.

Эксергетический анализ. При проведении эксергетического анализа принимается:

- температура окружающей среды $T_{cp} = 285 \text{ K}$;
- давление среды $P_{cp} = 0,098 \text{ МПа}$;
- температура горячего источника в теплообменнике (равна температуре отработавшего пара на выходе из паровой турбины) $t_{г.и.} = 354,47 \text{ K}$.

На рисунке 3 показаны значения потерь эксергии и доля потерь эксергии для фреонового контура.



Рисунок 3 – Потери эксергии и доля потерь эксергии для фреонового контура

На рисунке 4 показано значение эксергетических КПД.

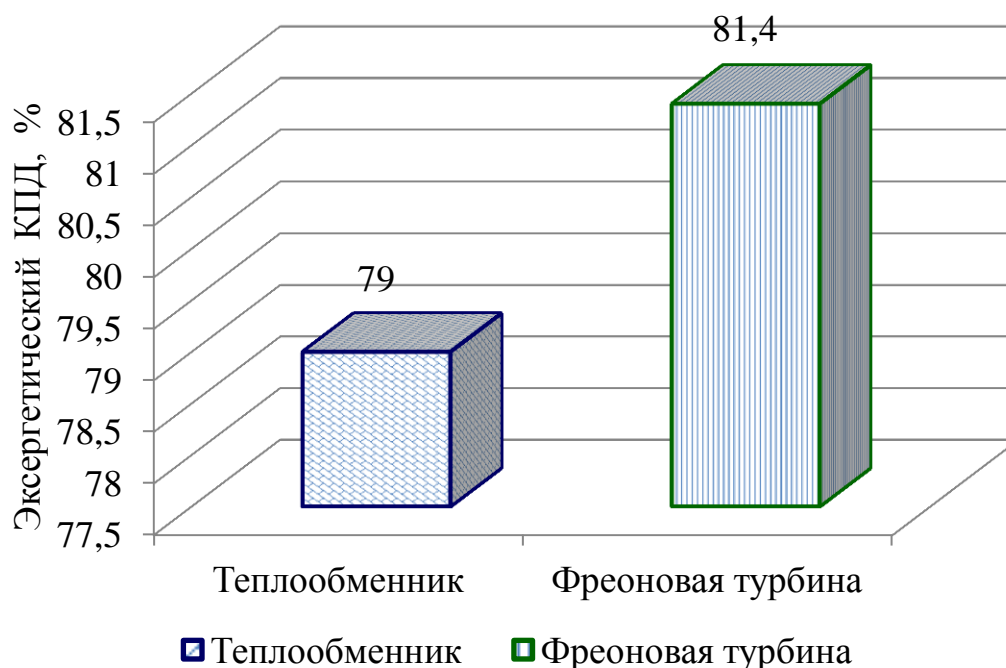


Рисунок 4 – Эксергетический КПД теплообменника и фреоновой турбины

Анализ результатов (рисунки 3, 4) показывает, что наибольшие потери эксергии во фреоновом контуре наблюдаются в теплообменнике (39,7 %), что вызвано необратимыми процессами в теплообменном аппарате, а также тепловыми потерями как в аппарате, так и в паропроводе. Также теплообменник характеризуется и низким эксергетическим КПД (79 %). Для уменьшения этих потерь следует уменьшить степень необратимости процесса теплообмена в теплообменном аппарате. Потери эксергии в паропроводе относительно малы, их снижение возможно с улучшением теплоизоляции паропровода и повышением его гидродинамических характеристик. Потери в насосе пренебрежимо малы.

Потери эксергии в турбине составляют 29,8 %, они вызваны необратимостью расширения пара в турбине и механическими потерями. Эти потери можно уменьшить путем улучшения конструкции проточной части и механических элементов турбины.

Потери эксергии в конденсаторе (30,5 %) вызвано необратимыми процессами. Уменьшение потерь в конденсаторе может быть получено в результате уменьшения разности температур конденсирующегося пара и охлаждающей воды путем дальнейшего снижения давления в конденсаторе. Но в этом случае надо иметь в виду, что это приведет к увеличению поверхности теплообмена, а следовательно и к увеличению капитальных затрат.

На схеме поля сил изменений системы (рисунок 5) представлено соотношений влияний движущих сил реализации целей внедрения бинарного цикла и сдерживающих сил, этому препятствующих.



Рисунок 5 – Поле сил изменений системы

Список литературы

1. Velez, F., Segovia, J. J., Martin, M. C., Antolin, G., Chejne, F., Quijano, A. A. Technical, economic and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2012. – Vol. 16, no. 6. – P. 4175–4189.
2. Quoilin, S., Van Den Broekb, M., Declayea, S., Dewallefa, P., Lemorta, V. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2013. – Vol. 22. – P.168–186.
3. Янчошек, Л., Кунц, П. Органический цикл Ренкина: использование в когенерации // *Турбины и дизели*. – 2012. – № 2. – С. 50–53.
4. Белов, Г. В., Дорохова, М. А. Органический цикл Ренкина и его применение в альтернативной энергетике // *Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н. Э. Баумана*. – 2014. – №2. – С. 99–124.
5. Скулкин, С. В. Оперативное диагностирование теплового энергетического оборудования ТЭС на основе эксергетического анализа: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14. – СПб., 2012. – 18 с.
6. Свойства и применение хладагента R134a // БАЯР. – URL: <http://stroitaimservice.ru/poleznoe/330-svoystva-i-primeneniye-khladagenta-r134a> (дата обращения: 25.12.2017).
7. Хладагент R134a // *Техника охлаждения*. – URL: <http://cpsholod.by/component/jshopping/product/view/84/1427?Itemid=0> (дата обращения: 25.12.2017).
8. Хладагент R134a: описание и свойства // About DC. – URL: <http://www.aboutdc.ru/page/488.php> (дата обращения: 25.12.2017).
9. Алексеев, Г. Н. *Общая теплотехника*. – М.: Высшая школа, 1980. – 551 с.

10. Расчет показателей работы электростанций: Методические указания для студентов направления 550900 «Теплоэнергетика», специальностей 100500 «Тепловые электрические станции» и 101000 «Атомные электрические станции и установки». – Томск: Изд. ТПУ, 2001. – 44 с.

11. Экономическая эффективность утилизации низкопотенциальных вторичных энергетических ресурсов посредством установки турбины на низкокипящем рабочем теле / А. Л. Шубенко, Н. Ю. Бабак, М. И. Роговой и др. // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2010. – №6. – С. 18–26.

УДК 621.575

THE INFLUENCE OF PARAMETERS EXTERNAL SOURCES ON THE EFFICIENCY OF THE ABSORPTION BROMINE LITHIUM REFRIGERATING MACHINE

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ВНЕШНИХ ИСТОЧНИКОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ АБСОРБЦИОННОЙ БРОМИСТОЛИТИЕВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Malinina O.S.¹, Ph. D. Kasyanov A.V.¹ Rabtsun A.O.¹	Малинина О.С.¹, к.т.н. Касьянов А.В.¹ Рабцун А.О.¹
1 – ITMO University, Russia, 197101, St. Petersburg, Kronverksky Pr., 49	1 – Университет ИТМО, Россия, 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр, д. 49
E-mail: holmash_malinina@mail.ru, fletixgunn@gmail.com, artemrabtsun@mail.ru	

Abstract

The article evaluates the effect of the parameters of external sources on the energy efficiency of the absorption bromine lithium refrigerating machine. Thermal calculations of the actual thermodynamic cycle are performed. The results are obtained in the form of graphical dependencies.

Аннотация

В статье проводится оценка влияния параметров внешних источников на энергетическую эффективность абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины. Выполнены тепловые расчеты действительного термодинамического цикла. Получены результаты в виде графических зависимостей.

Абсорбционные холодильные машины (АХМ) широко применяют в промышленности на объектах, которые располагают источниками дешевой теплоты. АХМ по температурному уровню охлаждаемого источника разделяют на две подгруппы: АХМ для области положительных и АХМ для области отрицательных температур охлаждения. В зависимости от используемых в настоящее время в промышленных АХМ рабочих веществ их можно разделить на две основные группы: водоаммиачные и бромистолитиевые.

Выбирать ту или иную схему, следовательно, и цикл АХМ на первоначальном этапе разработки машины или системы охлаждения следует на основе анализа их термодинамической эффективности с учетом конкретных параметров внешних источников теплоты.

В данной работе проведен анализ влияния температуры греющего и охлаждаемого источников на энергетическую эффективность абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины (АБХМ).

Основным показателем энергетической эффективности АБХМ является тепловой коэффициент. Кратность циркуляции раствора в цикле также является важным показателем, так как с ней связана работа растворного насоса.

На рисунке 1 представлена схема одноступенчатой абсорбционной холодильной машины.

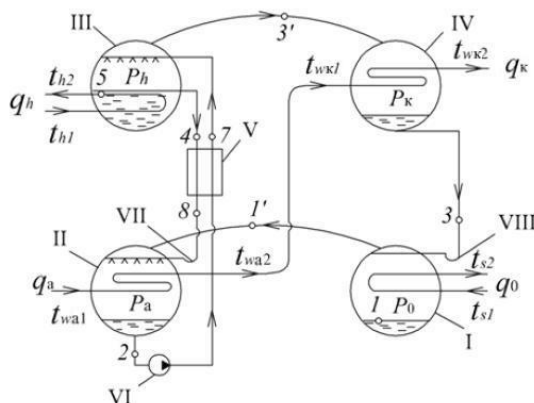


Рисунок 1 – Схема одноступенчатой абсорбционной холодильной машины
 I – испаритель, II – абсорбер, III – генератор, IV – конденсатор,
 V – теплообменник растворов, VI – насос, VII, VIII – гидрозатвор

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. Теплота, выделяющаяся в процессе абсорбции, отводится к источнику охлаждающей среды. 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 конденсации пара отводится к источнику охлаждающей среды. Конденсат из конденсатора стекает в испаритель через гидравлический затвор VIII.

Расчеты проводились по методике, изложенной в литературных источниках [1 – 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

$$q_k = i_{3'} - i_3.$$

Тепловой коэффициент

$$\zeta = \frac{Q_0}{Q_h}.$$

Для расчета были приняты следующие исходные данные: холодопроизводительность $Q_0 = 1000$ кВт, температура охлаждающей воды на входе в абсорбер $t_{wa1} = 27^\circ\text{C}$, температура грею-

щего источника на входе в генератор варьировалась в пределах $t_{h1} = (90 \div 100)^\circ\text{C}$, температура охлаждаемой воды на входе в испаритель изменялась в диапазоне $t_{s1} = (12 \div 22)^\circ\text{C}$.

Необратимые потери действительного цикла АБХМ выбраны согласно рекомендациям, представленным в литературе [1 – 3]. Они составили: недорекуперация теплоты на холодной стороне испарителя $\Delta t_{и} = 3^\circ\text{C}$, недорекуперация теплоты на теплой стороне конденсатора $\Delta t_{к} = 3^\circ\text{C}$, на холодной стороне абсорбера $\Delta t_{а} = 5^\circ\text{C}$, на теплой стороне генератора $\Delta t_{г} = 10^\circ\text{C}$, на холодной стороне теплообменника растворов $\Delta t_{т/о} = 15^\circ\text{C}$, гидравлическое сопротивление прохождению пара между испарителем и абсорбером $\Delta p = 0,1 \text{ кПа}$, недовыпаривание крепкого раствора в генераторе $\Delta \xi_r = 1,5\%$, недонасыщение слабого раствора в абсорбере $\Delta \xi_{са} = 0,5\%$.

Результаты расчетов представлены в виде графических зависимостей на рисунках 2 и 3.

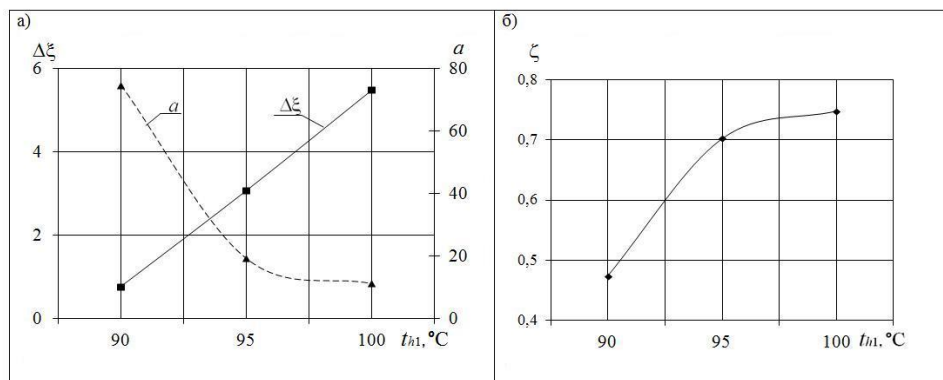


Рисунок 2 – Влияние температуры греющего источника:

- а) зависимость зоны дегазации и кратности циркуляции от температуры греющего источника
б) зависимость теплового коэффициента от температуры греющего источника

Из рисунка 2 (а, б) видно, что при повышении температуры греющего источника, зона дегазации увеличивается с 0,76 до 5,49, при этом кратность циркуляции раствора уменьшается с 74,6 до 11,2. Величина теплового коэффициента возрастает с 0,473 до 0,748.

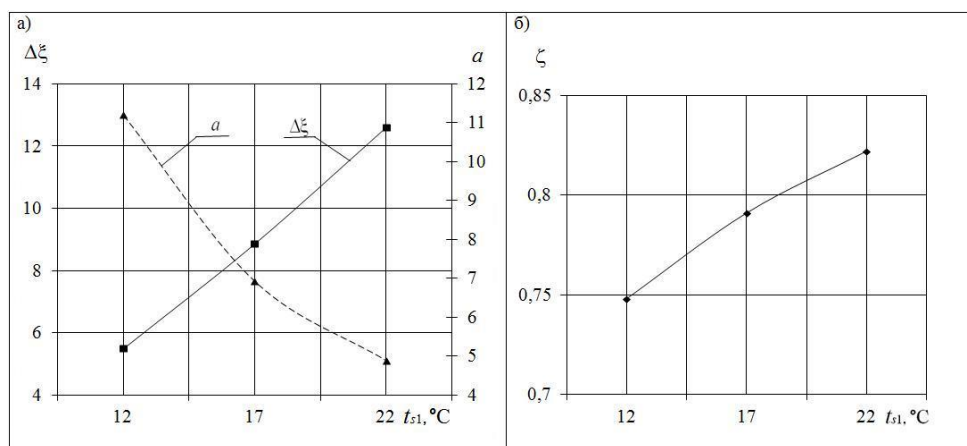


Рисунок 3 – Влияние температуры охлаждаемого источника:

- а) зависимость зоны дегазации и кратности циркуляции от температуры охлаждаемого источника
б) зависимость теплового коэффициента от температуры охлаждаемого источника

Из рисунка 3 (а, б) видно, что при повышении температуры охлаждаемого источника зона дегазации увеличивается с 5,49 до 12,6, при этом кратность циркуляции раствора уменьшается с 11,49 до 4,88. Величина теплового коэффициента возрастает с 0,748 до 0,822.

Вывод: из проведенных расчетов следует, что температуры греющего и охлаждаемого источников существенно влияют на энергетическую эффективность абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины. Однако, окончательное решение о выборе параметров внешних источников необходимо принимать на основе технико-экономического анализа.

Список литературы

1. 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.
2. 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.
3. Абсорбционные преобразователи теплоты / А. В. Бараненко, Л. С. Тимофеевский, А. Г. Долотов, А. В. Попов: Монография. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2005. – 338 с.

УДК 621.574

ВОЗМОЖНОСТИ ПРАКТИЧЕСКОЙ РЕАЛИЗАЦИИ АБСОРБЦИОННО-РЕЗОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ В СИСТЕМАХ МАЛОЙ ЭНЕРГЕТИКИ

OPPORTUNITIES FOR PRACTICAL IMPLEMENTATION OF ABSORPTION-REZORPTION REFRIGERATION MACHINE IN THE SYSTEMS OF SMALL ENERGY

Morozyuk L.I. , Doctor of technical sciences, Hrudka V.H. , assistant	Морозюк Л.И. , доктор техн. наук, Грудка Б.Г. , ассистент
Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine, 65039, Odessa, 112 Kanatnaya str.	Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, 65039, Одесса, ул. Канатная, 112
E-mail: lara.morozyuk@mail.ru, bogdangennadievich@gmail.com	

Abstract

In small energetics heat-using refrigerating machines are used in the trigeneration systems for the production of cold. In the paper has been proposed to use absorption-resorption refrigeration machines. The choice of a water-ammonia absorption-resorption refrigeration machine (ARRM) is substantiated by estimating the energy efficiency in the temperature regime of the small-energy trigeneration system. A constructive solution of the machine scheme based on plate-like apparatus for practical implementation is proposed.

Аннотация

В малой энергетике в системах тригенерации для производства холода применяют теплоиспользующие холодильные машины. Предложено использовать абсорбционно-резорбционные холодильные машины. Обоснован выбор водоаммиачной абсорбционно-резорбционной холодильной машины (АРХМ) путем оценки энергетической эффективности в температурном режиме системы тригенерации малой энергетике. Предложено конструктивное решение схемы машины на основе пластинчатых аппаратов для практической реализации.

В холодильной и теплонасосной технике сложный термодинамический комплекс, называемый теплоиспользующей машиной, состоящий из двух взаимосвязанных простых – прямого (силового) и обратного (холодильного) с единым рабочим веществом, давно признан способом уменьшения потребления материальных ресурсов и источником экономии энергетических ресурсов [1].

Объединение энергетической системы когенерации и теплоиспользующей холодильной машины с производством трех полезных эффектов (электроэнергии, тепла и холода), названное тригенерацией, способно дать максимальный эффект экономии природных ресурсов [2]. Как известно, совместное производство электроэнергии и тепла (системы когенерации) давно и широко используют при утилизации сбросного тепла энергетических установок различной мощности [3].

Развитие систем тригенерации в энергетических установках связано, с одной стороны, с ростом цен на энергоносители и электроэнергию для крупных строительных объектов различного назначения и обеспечения технологических процессов промышленных предприятий с разным температурным уровнем производства, с другой стороны, с дефицитом электрических коммуникаций в большом количестве населенных пунктов.

Из существующих систем тригенерации выделяются в особую группу системы малой энергетики. Малая энергетика решает проблемы удаленных от централизованных энергетических систем населенных пунктов и независимых малых производств, в частности, сельскохозяйственных. Они наиболее востребованы, но имеют самую малую техническую информацию относительно развития.

Тепло, производимое малой энергосистемой, предназначается для отопления любых помещений. Период реальной потребности в тепле ограничивается холодным временем года. В то же время, существует значительная потребность в хладоснабжении для кондиционирования тех же помещений и хранения охлажденных продуктов в теплый период года. В данных случаях, имея комбинированную энергосистему, регенерированное тепло можно эксплуатировать в течение всего года [3].

Степень утилизации тепла определяется его использованием по прямому назначению (отопление) для конкретного потребителя. Максимальное использование тепла связано с конструктивными особенностями системы отопления.

Суммарное производство тепла и холода зависит от потребностей конкретного производства, а для сельского хозяйства его величина напрямую определяется климатическими условиями и родом его производственной деятельности, при этом важное влияние оказывают сезонные и суточные колебания температуры наружного воздуха.

Современная система тригенерации, которая широко представлена на мировом энергетическом рынке, включает энергетическую установку с утилизатором тепла и абсорбционную холодильную установку [4]. Новым предложением следует считать схему, представленную в работе [5]. Речь идет о применении абсорбционно-резорбционной холодильной машины в составе тригенерационной системы. Акцент сделан на рассмотрение принципиального отличия резорбционной от обычной абсорбционной машины, которое определяет преимущества первой в составе системы тригенерации [6].

В соответствии со схемой, изображенной на рис.1, цикл в резорбционной ступени осуществляется следующим образом. Циркуляция осуществляется водоаммиачным насосом, нагнетающим слабый раствор из дегазатора обратно в резорбер. Возвращается крепкий раствор из резорбера в дегазатор через дроссельное устройство. Потоки крепкого и слабого растворов между резорбером и дегазатором проходят через регенеративный теплообменник.

Связь термохимического компрессора с резорбционной ступенью осуществляется по линиям: генератор – резорбер и абсорбер – дегазатор. Цикл одноступенчатой абсорбционно-резорбционной холодильной машины изображен на рис.1 в диаграмме $h - \xi$ (энтальпия-концентрация). Абсорбционно-резорбционная холодильная машина (АРХМ, рис.1) имеет особенность: четыре процесса теплообмена происходят при переменных температурах: производство холода (процесс 9-8) и отдача тепла охлаждающей среде (процесс 6-7) в резорбцион-

ной ступени, а также в генераторе (процесс 1-2) и абсорбере (процесс 3-4) термохимического компрессора. Эта особенность решающим образом влияет на термодинамическое совершенство машины и определяет области ее рационального применения.

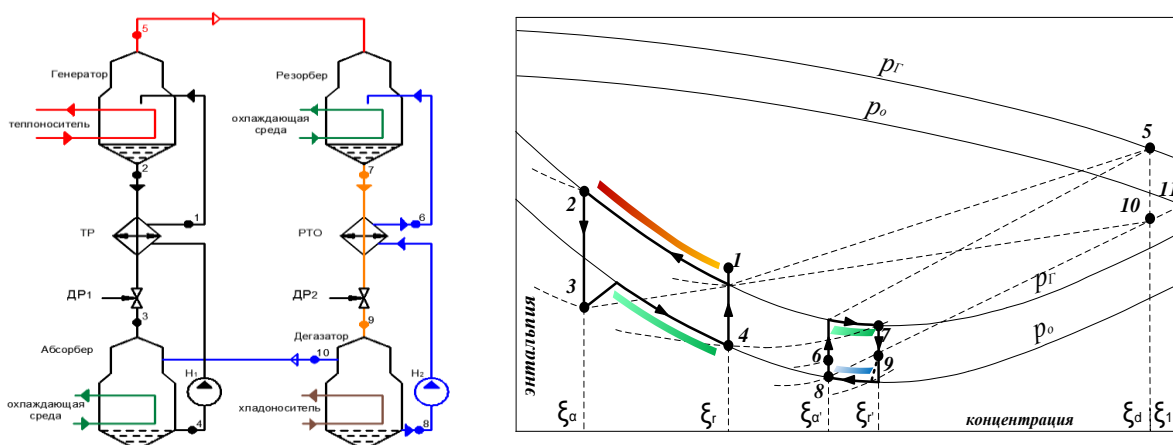


Рисунок 1 – Схема и цикл абсорбционно-резорбционной холодильной машины

Главными параметрами цикла являются: температура греющего источника (наивысшая температура в генераторе, точка 2); температура окружающей среды, определяющая условия работы абсорбера (точка 4) и резорбера (точка 7); температура потребителя холода (точка 8), которая определяет необходимый температурный режим в охлаждаемом объекте. Рабочие давления в цикле определены: низкое – температурой кипения $p_0 = f(T_8)$, а высокое p_G является независимой переменной. Его выбор определяет все характеристики цикла: тепло, подведенное к генератору, тепло, отведенное в абсорбере и резорбере и холодопроизводительность. Коэффициент преобразования цикла COP является, в первую очередь, функцией высокого рабочего давления в машине.

Взаимное влияние параметров друг на друга и, в зависимости от этого, характеристик машины, рассмотрено в работе [5], где выполнены варианты расчеты при входных параметрах: температура греющего источника $110...130\text{ }^\circ\text{C}$, температура окружающей среды $30...40\text{ }^\circ\text{C}$, высокое рабочее давление $0,5...1,0\text{ МПа}$.

Машину предполагается использовать для двух конкретных случаев: с одним потребителем холода (температура в объекте $+5\text{ }^\circ\text{C}$) и с двумя потребителями холода (температура в объекте 1 $+5\text{ }^\circ\text{C}$, в объекте 2 $-10\text{ }^\circ\text{C}$). Этим температурам соответствуют режимы в испарителе: $T_{01} = -4\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{02} = -15\text{ }^\circ\text{C}$.

Конечные результаты энергетического анализа представлены на рис. 2-4.

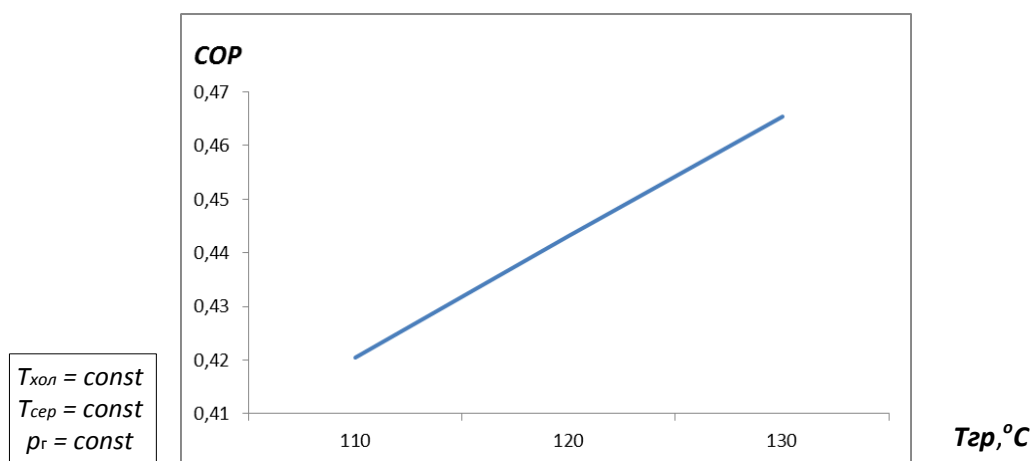


Рисунок 2 – Зависимость коэффициента преобразования машины от температуры

греющего источника

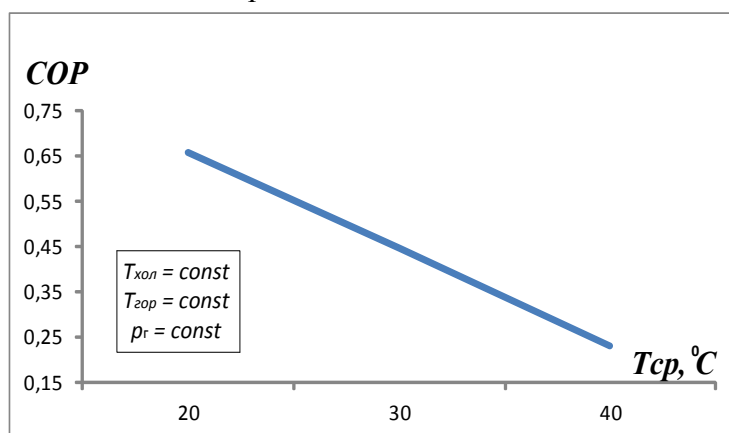


Рисунок 3 – Зависимость коэффициента преобразования машины от температуры окружающей среды

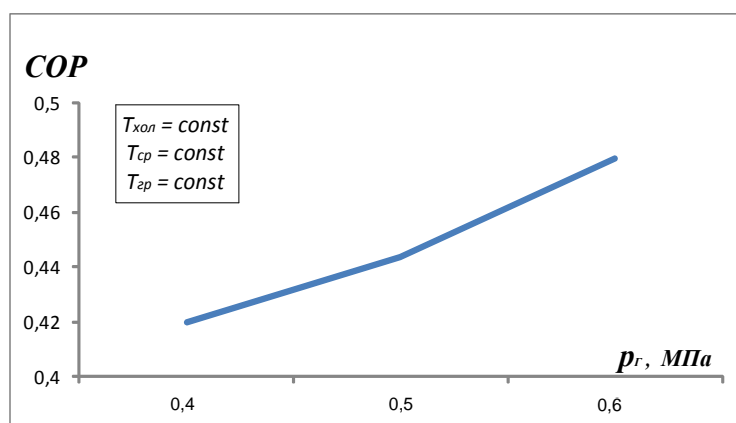


Рисунок 4 – Зависимость коэффициента преобразования машины от давления в генераторе и резорбере

Энергетическая эффективность абсорбционно-резорбционной холодильной машины в режимах тригенерации в зависимости от соотношения исходных параметров составляет 0,25...0,65. Термодинамический анализ показал возможность реализации схемно-циклового решения АРХМ для комплектации системы тригенерации малой энергетики [7]. Практическая реализация после этого связана с выбором конструкций компонентов машины.

Информация об использовании водоаммиачных машин в системах тригенерации малой энергетики в литературе отсутствует. Однако именно такие машины целесообразно использовать в отдаленных от централизованных энергетических систем населенных пунктах и независимых малых производствах, в частности, в сельскохозяйственных предприятиях с малыми энергетическими установками [3].

Перспективы водоаммиачного раствора определяются: природным происхождением, низкой стоимостью, средними рабочими давлениями, широким интервалом реализуемых температур (-20...190 °C). Современные конструкции пластинчатых теплообменных аппаратов для водоаммиачных абсорбционных машин предлагает фирма AlfaLaval [8]. С использованием материалов фирмы, представляем конструктивную схему АРХМ с $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ рабочим веществом (рис 5).

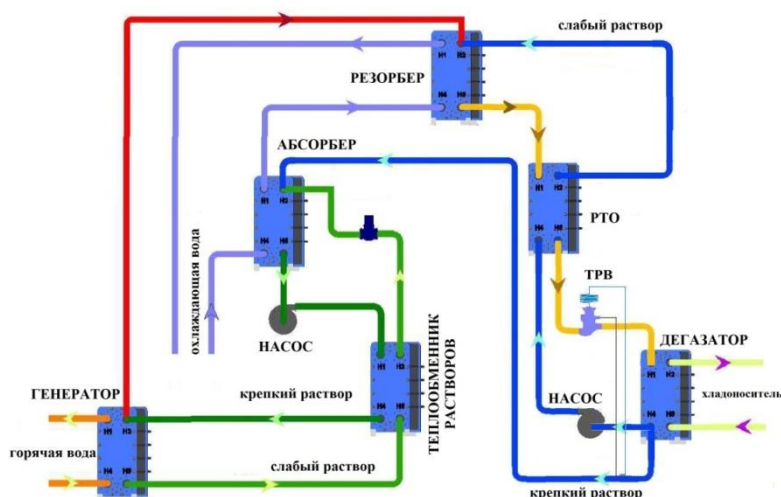


Рисунок 5 – Конструктивная схема АРХМ на основе пластинчатых аппаратов фирмы AlfaLaval

Испаритель, конденсатор, теплообменник растворов и регенеративный теплообменник в обычных абсорбционных машинах – обычные двухпоточные теплообменники. Процессы, происходящие в них, связаны с теплообменом однофазных потоков рабочего вещества или фазовых превращений чистых компонентов смеси. Абсорбер и генератор – теплообменные аппараты с процессами смешивания и конденсации или кипения с разделением смеси.

В резорбционной машине все теплообменные аппараты представляют трехпоточные конструкции с двумя потоками рабочего вещества в одном канале.

На входе в резорбер смешиваются потоки слабого раствора, поступающего из дегазатора и пара высокой концентрации, поступающего из генератора. Таким образом, из резорбера выходит крепкий раствор, который поступает в дегазатор. В свою очередь, из дегазатора выходят два потока: крепкий раствор поступает в абсорбер, а слабый раствор подается насосом обратно в резорбер.

Конструктивное решение таких теплообменников на примере абсорбера [8], приведено на рис. 6.

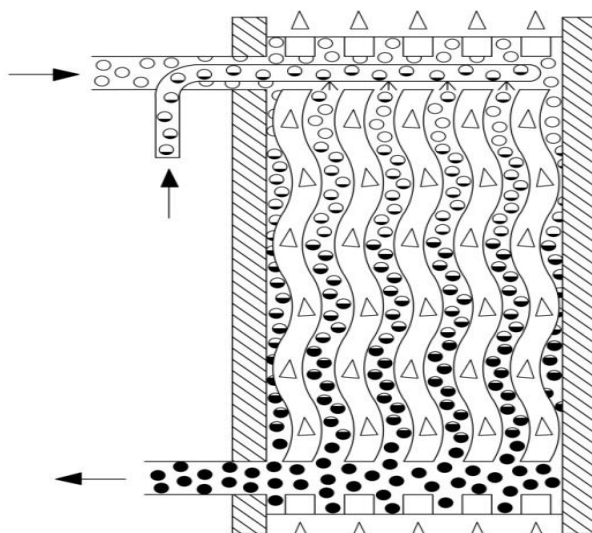


Рисунок 6 – Схема потоков рабочего вещества и теплоносителя в абсорбере:

- – пар из дегазатора;
- ◐ – слабый раствор из генератора;
- – крепкий раствор из абсорбера;
- Δ – промежуточный теплоноситель [8].

Проблемой для теплообменника является распределение смеси равномерно по всем каналам. Для решения проблемы входной патрубков выполнен в виде конструкции «труба в трубе». По внутренней трубке подается слабый раствор и через отверстия инжeksiруется равномерно по каналам, захватывая пар, который поступил из испарителя. По аналогии с конструкцией абсорбера решается проблема других теплообменников АРХМ.

Тепловые и конструктивные расчеты компонентов АРХМ выполнены на отдельном примере с привлечением критериальных уравнений и методик (таб. 1), которые используются для расчета пластинчатых теплообменников в мировой практике [9].

Таблица 1 – К определению характеристик теплообменников

Название теплообменника	Теплоотдача со стороны рабочего вещества	Теплоотдача со стороны теплоносителя или хладоносителя
Абсорбер	$\alpha_{ар} = 0.2 \cdot \alpha_{Nu} \cdot Re_{п}^{0.12} \cdot Pr_{п}^{-0.33}$	$\alpha_{о.в.} = (Nu \cdot \lambda) / (n^{0.8} \cdot d_{екв})$
Резорбер	$\alpha_{ар} = 0.2 \cdot \alpha_{Nu} \cdot Re_{п}^{0.12} \cdot Pr_{п}^{-0.33}$	$\alpha_{о.в.} = (Nu \cdot \lambda) / (n^{0.8} \cdot d_{екв})$
Дегазатор	$q_a = 3800 \cdot (t_{ст} - t_o)^{2.2}$	$\alpha_{о.в.} = (Nu \cdot \lambda) / (n^{0.8} \cdot d_{екв})$
Генератор	$\alpha = 5.52 \cdot q^{0.6}$	

Графоаналитическим методом определены расчетные плотности тепловых потоков при разном количестве пластин с последующим выбором величины теплообменной поверхности аппаратов (рис. 7 – 12).

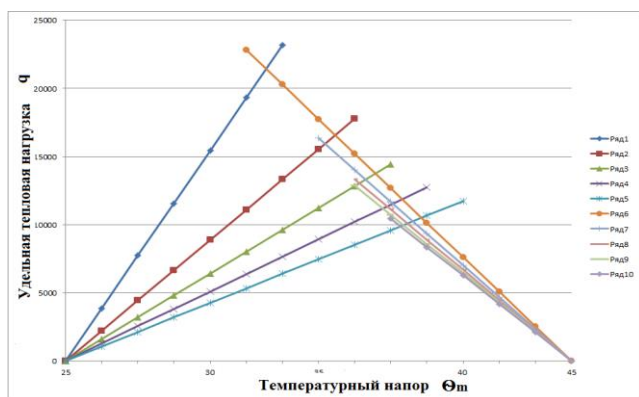


Рисунок 7 – Иллюстрация графоаналитического расчета абсорбера

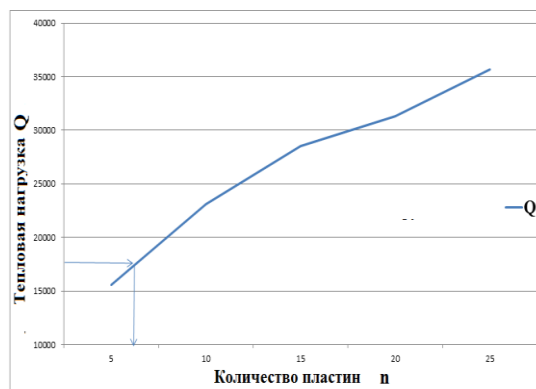


Рисунок 8 – К определению массогабаритных характеристик абсорбера

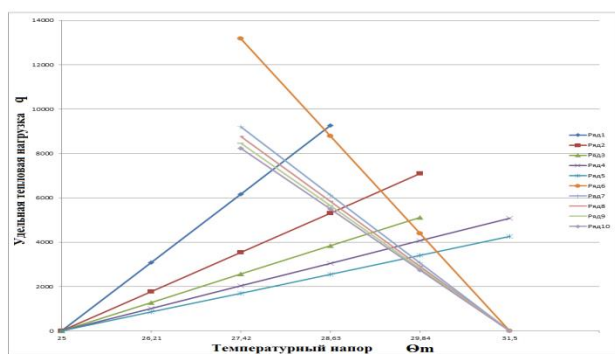


Рисунок 9 – Иллюстрация графоаналитического расчета резорбера

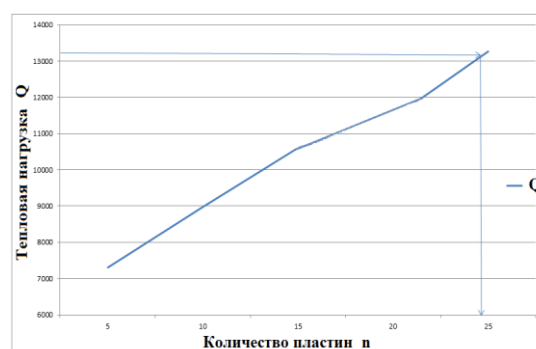


Рисунок 10 – К определению массогабаритных характеристик резорбера

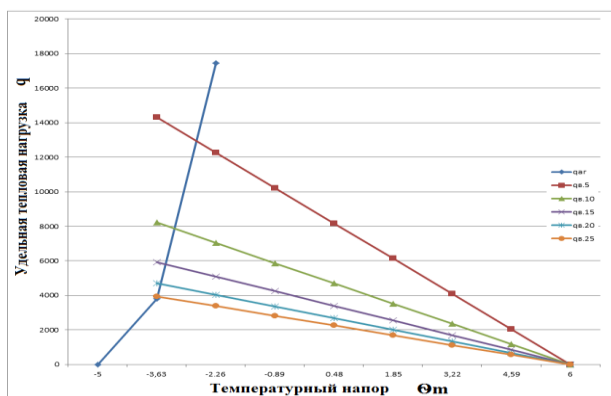


Рисунок 11 – Иллюстрация графоаналитического расчета дегазатора

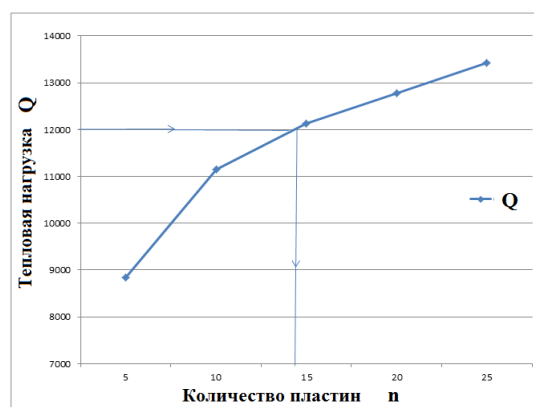


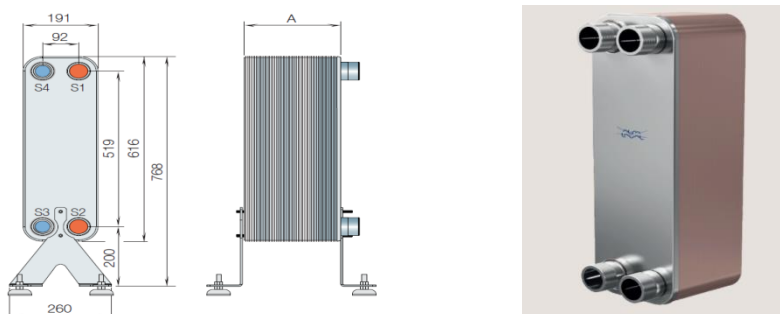
Рисунок 12 – К определению массогабаритных характеристик дегазатора

Расход металла на изготовление аппаратов резорбционной машины может быть определен по укрупненным измерениями на основании существующих каталогов различных фирм или действительных установок. Удельный расход металла (кг/кВт) для абсорбционных машин средней холодопроизводительности (80... 400 кВт), которые работают в стандартном режиме и укомплектованы кожухотрубными конструкциями, меняется относительно мало и составляет ориентировочно 40 ... 50 кг/кВт [10].

Теплообменные поверхности аппаратов в данной работе определены по выбору конструкции одной пластины (рис.13). Расчетные массогабаритные характеристики аппаратов приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Массогабаритные характеристики аппаратов

№ п/п	Аппарат	Габаритные размеры, мм	Объем, м ³	Масса, кг
1	Абсорбер	191x616x31	0,0036	6,92
2	Резорбер	191x616x79	0,0093	13,57
3	Дегазатор	191x616x54	0,0064	10,07
4	Генератор	191x616x46	0,0054	9,02
Машина			0,0247	39,58



S_1, S_2, S_3, S_4 – патрубки теплообменника на передней пластине;
 A – глубина теплообменника, мм;

Материал изготовления пластин – нержавеющая сталь

Число пластин, шт	Глубина, мм	Масса, кг
n	$15 + 2.56n$	$4.82 + 0.35n$

Рисунок 13 – Конструкция и габаритные размеры пластинчатого паяного теплообменника

Удельный расход металла, который непосредственно идет только на теплообменные аппараты, составляет 3.3 кг/кВт. Отличие полученных результатов и данных работы [10] заключается в масштабном факторе и изменении существующих технологий производства теплообменных аппаратов. Стоимость всех теплообменников по ценовым данным фирмы AlfaLaval составляет примерно 1000 евро.

Полученные результаты теоретических исследований свидетельствуют о перспективности практической реализации абсорбционно-резорбционной холодильной машины в системах малой энергетики.

Список литературы

1. Морозюк, Л. И. Теплоиспользующие холодильные машины – пути развития и совершенствования [Текст] / Л.И. Морозюк // Холодильная техника и технология. – 2014. – №5 (151). – С. 23–29.
2. Angrisani, G. Performance assessment of cogeneration and trigeneration systems for small scale applications [Text] / G. Angrisani, A. Akisawa, E. Marrasso, K. Roselli, M. Sasso // Elsevier. –2016.
3. Амерханов, Р. А. Теплотехника: Учебн. для вузов, 2-е изд., перераб. и доп. / Р. А. Амерханов, Б. Х. Драганов. – М.: 2006. – 432 с.
4. Thermax [Электронный ресурс] / – Режим доступа: <http://abxm-thermax.ru>.
5. Морозюк, Л. И. Энергетическая эффективность абсорбционно-резорбционной холодильной машины в системе тригенерации малой энергетики / Л. И. Морозюк, Б. Г. Грудка // Холодильная техника та технология. – 2016. – №4 (52). – С. 4–10.
6. Блиер, Б. М. Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов / Б. М. Блиер, А. В. Вургафт. – М.: Пищ. Пром. – 1971. – 204 с.
7. Морозюк, Л. И. Новые технические решения тригенерации в малой энергетике / Л. И. Морозюк, Б. Г. Грудка // «Казахстан-Холод 2017»: Сборник докладов международной научно-технической конференции, 15-16 марта 2017 года. – Алматы: АТУ, 2017. – С.166–174.
8. Dr. Claes Stenhede. A Technical Reference Manual for Plate Heat Exchangers in Refrigeration & Air conditioning Applications / Dr. Claes Stenhede // Alfa Laval AB. Fourth edition, June 1st, 2001.
9. Мартыненко, О. Г. Справочник по теплообменникам. Том 2. / О. Г. Мартыненко. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.
10. Бадилькес, И. С. Абсорбционные холодильные машины / И. С. Бадилькес, Р. Л. Данилов. – М.: Пищепромиздат, 1966. – 356 с.

УДК 621.57:621.182.44

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF FOULING ON THE EXTERNAL SURFACE OF AIR COOLED CONDENSER

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОСАЖДЕНИЙ НА НАРУЖНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ВОЗДУШНОГО КОНДЕНСАТОРА

<p>Morozyuk L.I., Doctor of technical sciences Sokolovska-Yefymenko V.V., PhD Gaiduk S.V., PhD Moshkatuk A.V., Postgraduate</p>	<p>Морозюк Л.И., доктор техн. наук Соколовская-Ефименко В.В., кандидат техн. наук Гайдук С.В., кандидат техн. наук Мошкатюк А.В., аспирант</p>
<p>Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine, 65039, Odessa, 112 Kanatnaya str.</p>	<p>Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, 65039, Одесса, ул. Канатная, 112</p>
<p>E-mail: lara.morozyuk@mail.ru, kli2406@yandex.ru, gayduck.sergei@gmail.com, andryimoshkatyuk@gmail.com</p>	

Abstract

The source of the decrease in the efficiency of the heat exchanger during operation is fouling. The problem of the heat exchange surface fouling is classified as insoluble. A method for

experimental study of the small-scale air-cooled condenser with simulated fouling (simulators) and real fouling on the outer surface is presented. It is proved in present study that the main criterion for the analysis of external fouling is its structure, which obeys the porous structures law.

Аннотация

Источником снижения эффективности теплообменного аппарата в процессе эксплуатации являются осаднения. Проблема осаднений на теплообменной поверхности относится к разряду “неразрешимой”. В работе приведен способ экспериментального исследования воздушного конденсатора с моделируемыми осаднениями (имитаторами) и реальными осаднениями на внешней поверхности малого воздушного конденсатора. Доказано, что главным критерием для анализа внешних осаднений является его структура, которая подчиняется закону пористых структур.

Решение проблем сбережения энергетических и материальных ресурсов в энергетических установках связано с техническим состоянием теплообменного оборудования.

Ее решение в области холодильной и криогенной техники связано с созданием высокоэффективной теплообменной аппаратуры. Работоспособность теплообменного аппарата зависит не столько от его типа, сколько от того, насколько его параметры и технологический процесс соответствует условиям, в которых он эксплуатируется.

Эксплуатация связана с рисками, которые существенно влияют на основные характеристики теплообменника. Одним из источников негативной трансформации процессов является появление и рост твердых осаднений на теплообменной поверхности аппарата, что приводит к снижению эффектности теплообмена и сокращает «жизненный цикл» аппарата.

Воздушные конденсаторы широко используются в системах коммерческого назначения.

Одним из определяющих факторов, отрицательно влияющих на работу машин коммерческого назначения, является появление и рост различных осаднений на внешних поверхностях воздушных аппаратов. Это явление нарушает стабильную работу машины, снижает общую интенсивность процесса передачи тепла и, в конечном счете, приводит к возрастанию энергетических затрат на ее эксплуатацию. Самые распространенные осаднения – это содержащиеся в окружающем воздухе выхлопные газы автомобилей, пыль, копоть, пух цветущих растений и др. В результате на наружной теплообменной поверхности происходит рост твердых осаднений, которые приводят к повышению шумовых характеристик установки, ухудшению теплообмена, повышению энергопотребления и нарушению стабильной работы всей системы.

Влияние осаднений со стороны воздуха на производительность различных типов теплообменников были исследованы многими авторами [2,3,4,5,6,7], как методами математического моделирования, так и экспериментальными путями. Все авторы работ утверждают, что осаднения на теплообменной поверхности зависят от ряда факторов, как в самой системе, так и внешних параметров: геометрии теплообменной поверхности, производительности системы, скорости движения воздуха, типа осаднений, условий эксплуатации при сезонных и суточных изменениях параметров наружного воздуха и т.д.

На основании обзора технической информации в холодильные системы необходимо вводить защитные меры для минимизации осаднений и затрат на их ликвидацию. Результаты анализа загрязнений является полезной информацией для разработки методов инженерных расчетов, которые позволяют на стадии проектирования и в процессе эксплуатации контролировать и определять процесс роста осаднений, тем самым обеспечить впоследствии стабильность работы всей системы.

Таким образом, актуальными является дальнейшие экспериментальные исследования процессов загрязнения воздушных конденсаторов. Их результаты дополняют мировую экспериментальную базу данных анализа твердых осаднений, помогут разработать способы контроля и устранения, твердых осаднений и приблизиться к решению «нерешенной проблемы» загрязнений [1].

Для исследования влияния осадений на теплообменной поверхности воздушного конденсатора был спроектирован и изготовлен экспериментальный стенд. Принципиальная схема которого представлена на рис. 1.

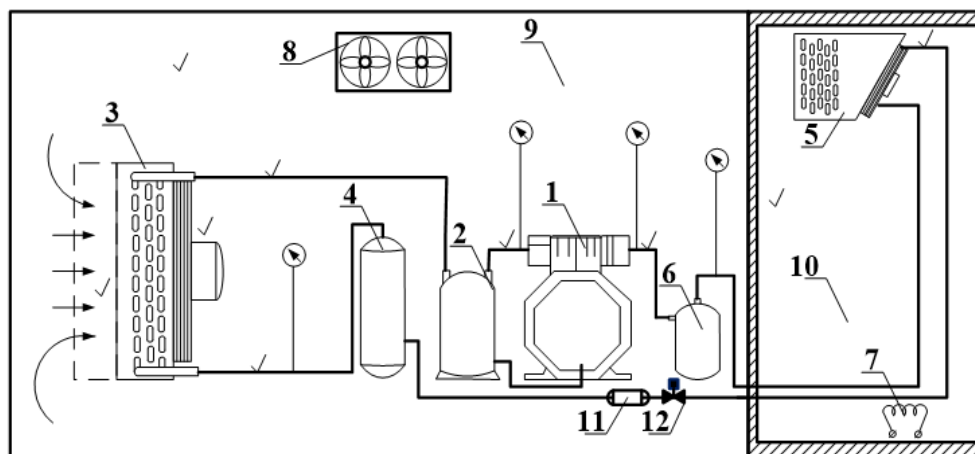


Рисунок 1 – Принципиальная схема стенда: 1 – компрессор, 2 – маслоотделитель, 3 – конденсатор, 4 – ресивер, 5 – воздухоохладитель, 6 – отделитель жидкости, 7 – электронагреватель, 8 – тепловой насос, 9 – климатическая камера, 10 – термостатическая камера, 11 – фильтр осушитель, 12 – соленоидный вентиль

Стенд работает по одноступенчатому циклу холодильной машины, рабочим веществом которой является R-22.

Базовым элементом стенда является компрессорно-конденсаторный агрегат фирмы BITZER – марки LN32E/2KES-0.5. В состав, которого входят: полугерметичный поршневой компрессор 1, воздушный конденсатор 3, маслоотделитель 2, линейный ресивер 4, и отделитель жидкости 6.

Агрегат установлен в климатической камере 9, где поддерживаются постоянные параметры воздуха с помощью теплового насоса 8.

Холодильная машина обеспечивает стабильную низкую температуру в термостатированной камере 10. Тепловая нагрузка в камере обеспечивается электронагревателем 7.

Стенд оснащен контрольно- измерительными приборами для определения параметров воздуха и рабочего вещества. Температуры измерялись холодильным контроллером марки ELIWELL ID 974 с использованием ПТС датчиков классом точности 0,10. На (рис. 1) показано расположение датчиков. Скорость потока воздуха на входе в конденсатор измерялась партиципным цифровым анемометром с погрешностью $\pm 0,01$ м/с. Напряжения и сила тока измерялись цифровым мультиметром UT201. Давление во всасывающей и нагнетательной линии компрессора фиксировалось манометрами низкого и высокого давления, подключенными к штатным вентилям на компрессоре.

Объектом исследования в работе являлся воздушный конденсатор размерами 400x400x120 мм. Теплообменная поверхность конденсатора выполнена из медных труб, расположенных в шахматном порядке с шагом 25x25 мм. Трубы имеют пластинчатые алюминиевые ребра толщиной 1,1 мм, с шагом между ребрами 2,3 мм. Принудительную циркуляцию воздуха обеспечивает осевой вентилятор.

Для проведения испытаний использовали естественные твердые осадения, собранные с действительных воздушных конденсаторов холодильных установок супермаркетов в период их интенсивного образования (в летнее время).

Собранный материал осадений взвесили и подготовили для нанесения на теплообменную поверхность конденсатора. Во время подготовки материала и процедуры нанесения использовались рекомендации работ [6,7].

Эксперимент проводился в несколько этапов. На первом этапе проводились испытания на экспериментальном стенде при отсутствии загрязнений на конденсаторе. Далее 300г твердых осадений были разделены на три части. Материал осадения распылялся на поверхность отдельными порциями в виде мелкодисперсной среды в водяной смеси. В результате каждого этапа испытаний определялись параметры и характеристики работы холодильной машины.

Осаждения отображали реальные условия работы воздушного конденсатора.

Вторым способом проведения эксперимента было предложено использовать искусственно смоделированное аэродинамическое сопротивление воздушного потока в виде имитатора-решетки с переменным живым сечением (рис.2).

Решетка-имитатор представляет собой плоскость с горизонтальными отверстиями, через которые проходит воздух. Общее живое сечение каждой решетки составляет от 10 до 75% действительного живого сечения конденсатора.

Решетка устанавливалась на входе воздуха в теплообменный аппарат.

Испытания проводились с четырьмя решетками разного живого сечения. В результате испытаний определялись параметры и характеристики работы холодильной машины.

В процессе эксперимента определялись характеристики конденсатора на основании прямых измерений температуры воздуха в узловых точках машины, температуры в помещении, температуры на входе и выходе воздуха в конденсаторе, давления на всасывании и нагнетании, скорости воздуха, сила тока электродвигателя компрессора и вентилятора.

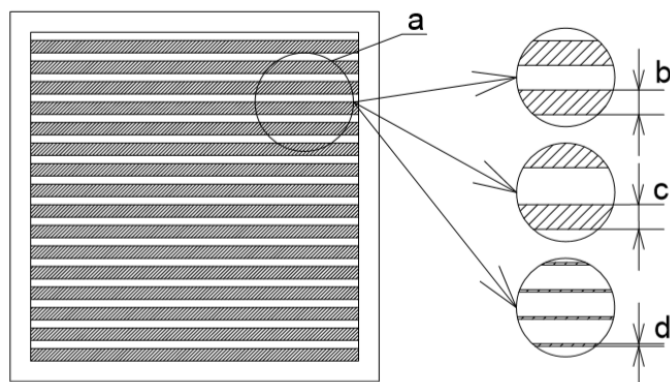


Рисунок 2 – Конструкция имитационных решеток

- а) 75% открытого живого сечения; б) 50% открытого живого сечения; в) 25% открытого живого сечения; г) 10% открытого живого сечения

По результатам прямых измерений используя известные математические уравнения определялись косвенные: холодопроизводительность Q_o , тепловая нагрузка на конденсатор q_k , мощность компрессора и вентилятора конденсатора $\sum N_{\partial\partial}$, энергетическая эффективность машины COP_D .

Далее были проведены варианты тепловые расчеты характеристик холодильной машины на разных режимах работы.

Коэффициент преобразования действительного цикла холодильной машины определялся как:

$$COP_D = Q_o / \sum N_{\partial\partial} \quad (1)$$

где $\sum N_{\partial\partial}$ – суммарная мощность двигателей компрессора и вентилятора конденсатора.

$$\sum N_{\partial\partial} = U \cdot (I_1 + I_2 + I_3) + U \cdot I^{BH} \quad (2)$$

Q_o – холодопроизводительность компрессора:

$$Q_o = M_a \cdot (h_1 - h_3) \quad (3)$$

где h – энтальпии в соответствующих точках цикла.

M_a – массовый расход рабочего вещества, который определяется из энергетического баланса воздушного конденсатора:

$$M_a \cdot (h_2 - h_3) = M_{\text{воз}} \cdot c_p \cdot (t_{\text{вых}}^{603} - t_{\text{вх}}^{603}), \quad (4)$$

где $t_{\text{вых}}^{603}$ – температура выхода воздуха из конденсатора;

$t_{\text{вх}}^{603}$ – температура входа воздуха в конденсатор;

c_p – теплоемкость воздуха;

$M_{\text{воз}}$ – массовый расход воздуха.

Таким образом массовый расход воздуха определяется:

$$M_{\text{воз}} = F_{\text{жс-с}} \cdot v_{\text{воз}} / \rho_{\text{воз}} \quad (5)$$

$F_{\text{жс-с}}$ – площадь живого сечения воздушного конденсатора;

$v_{\text{воз}}$ – средняя скорость воздуха в конденсаторе;

$\rho_{\text{воз}}$ – плотность воздуха.

Результаты всех измерений представлены в графическом виде при сравнительной оценке влияния реальных осадений и искусственных.

Рисунок 3 демонстрирует результаты определения действительного коэффициента преобразования COP_d в зависимости от степени загрязнения действительными твердыми осадениями и при изменении живого сечения решетки имитатора.

С ростом действительных осадений и смоделированного аэродинамического сопротивления решетки-имитатора наблюдается одинаковый характер изменения с незначительными расхождениями в абсолютных значениях.

Например, при наличии 300г твердых осадений (точка А, рис.3) и 75% живого сечения решетки имитатора (точка В, рис.3) максимальные расхождения COP_d составляют около 10%. Такие результаты эксперимента подтверждают предположение авторов о возможности в процессе проектирования учитывать влияния осадений на характеристики машины через изменения аэродинамического сопротивления воздушного конденсатора.

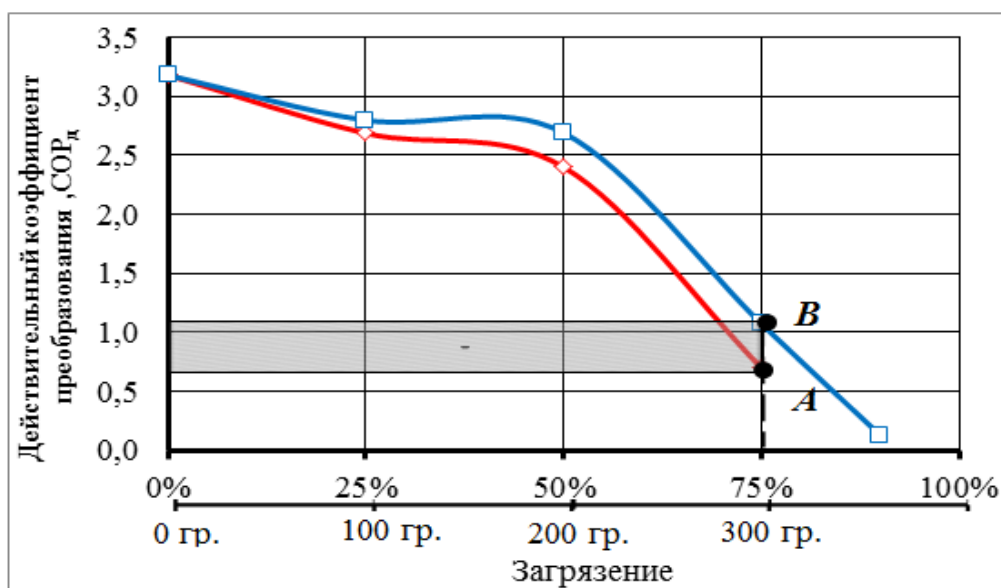


Рисунок 3 – Коэффициент преобразования действительного цикла в зависимости от типа осадений: \blacklozenge – действительных и \blacksquare – смоделированных

Дальнейшие экспериментальные исследования связаны с определением влияния осаждения на теплопередачу в воздушном конденсаторе.

В результате расчета определялись: плотность теплового потока $q_{\text{вн}}$, коэффициент теплопередачи k_i и тепловая нагрузка на конденсатор Q_k . Расчетный эквивалентный диаметр при этом не изменялся. Расчет плотности теплового потока определялся графоаналитическим методом по принципам классических методик для воздушных конденсаторов [8,9]. Для упрощения расчетов определялась плотность теплового потока, отнесенная ко внутренней поверхности конденсатора.

Плотность теплового потока в зависимости от температурного напора в аппарате, переменной температуры конденсации и изменяющегося расхода воздуха представлены на рисунке 4. Для двух моделей осаждений: рисунок 4 с действительными осаждениями, рисунок 5 при наличии решеток-имитаторов.

Результаты расчета сведены в таблицу 1. Расчеты показали, что схождение результатов экспериментов наблюдается в интервале 100...200г действительных осаждений и 50...75% формы решетки имитаторов. Дальнейшее уменьшение живого сечения живого сечения имитатора приводит к падению плотности теплового потока, что полностью соответствует положениям классической теплопередачи [9].

Совсем другой характер изменения плотности теплового потока наблюдается при увеличении действительных твердых осаждений.

Рассмотрим режим полного загрязнения конденсатора (300г твердых осаждений точка S^* , рис. 4). Плотность теплового потока увеличивается, при этом уменьшается скорость воздуха и увеличивается температурный напор в аппарате. Такое аномальное явление может быть описано с позиций теории пористых структур [10].

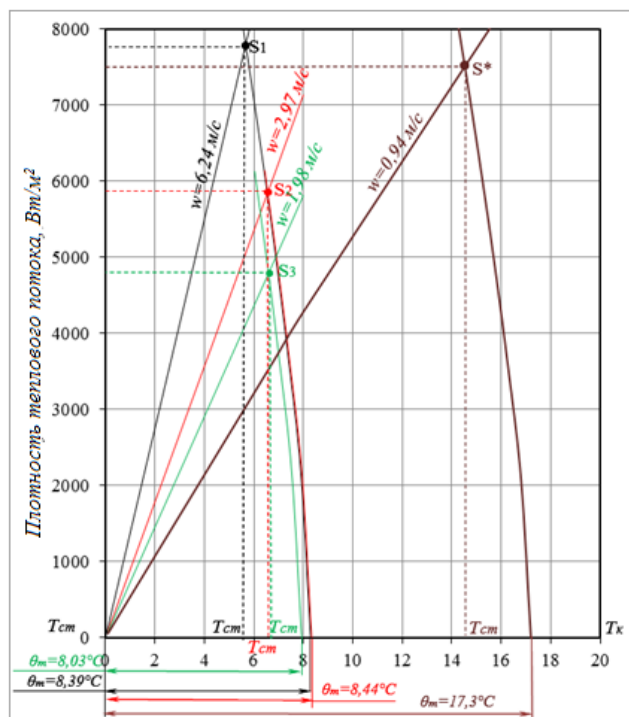


Рисунок 4 – Графоаналитический метод определения плотности теплового потока при наличии действительных осаждений

Из рисунка 4 видно, что плотность теплового потока полностью загрязненного конденсатора близка к плотности теплового потока чистого конденсатора (точка S_1 , рис. 4), что связано с увеличением температурного напора в аппарате.

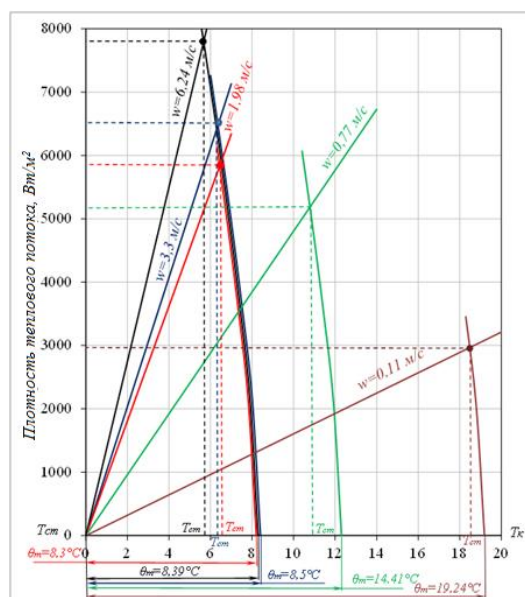


Рисунок 5 – Графоаналитический метод определения плотности теплового потока при наличии решеток-имитаторов

Таблица 1 – Результат влияния осаджений на теплопередачу в воздушном конденсаторе

Степень загрязнения, масса форма решеток-имитатора	Плотность теплового потока, $q_{\text{вн}}$, Вт/м ²	Тепловая нагрузка на конденсатор, Q_k , кВт	Общий коэффициент теплопередачи аппарата, k , Вт / м ² · К
Чистая поверхность	7900	3810	163,9
100г осаджений	5900	2846	105,7
200г осаджений	4800	2315	90,49
300г осаджений	7500	3617	30,95
75%	6600	3183	119,8
50%	5800	2797	109,1
25%	5200	2508	38,75
10%	2950	1423	8,328

Рисунки 6-7 показывают характер изменений основных характеристик конденсатора: плотности теплового потока и коэффициента теплопередачи от типа осаджений.

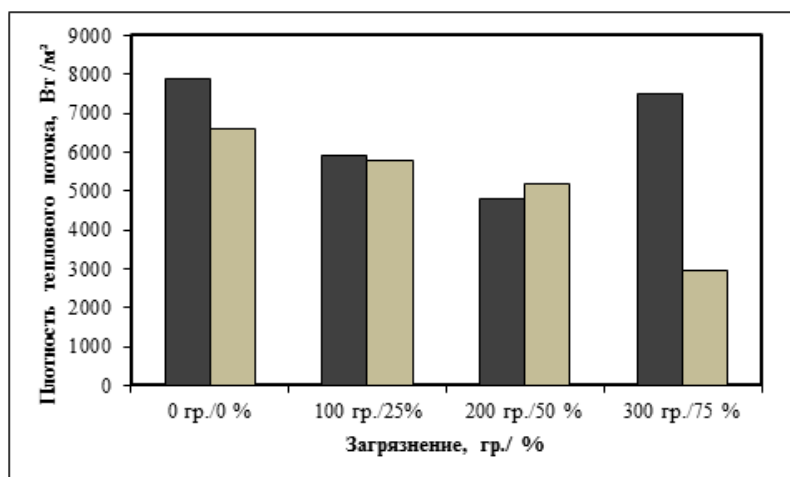


Рисунок 6 – Плотность теплового потока в зависимости от типа загрязнений

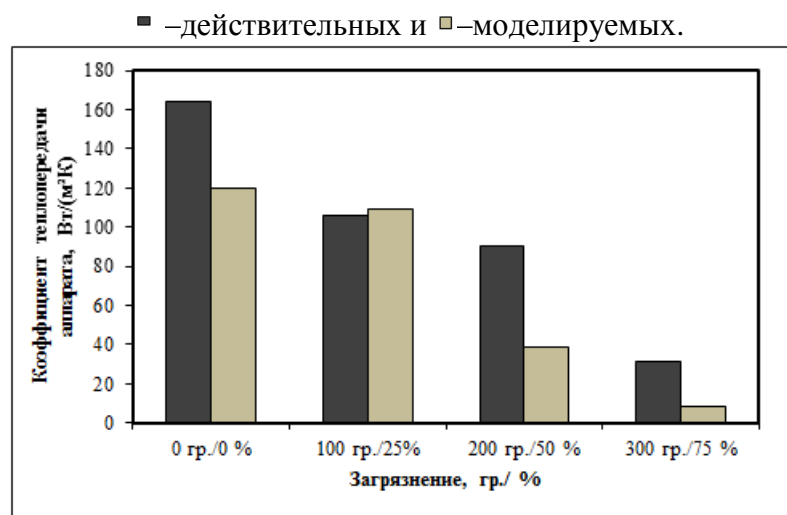


Рисунок 7 – Коэффициент теплопередачи в зависимости от типа загрязнений
 ■ –действительных и □–моделируемых.

Характеры изменения коэффициента теплопередачи по соответствующим аргументам имеют одинаковый вид(рис.7). При увеличении действительных осадений и уменьшении живого сечения решетки-имитатора коэффициент теплопередачи резко падает, но физика процесса ухудшения теплопередачи абсолютно разная.

При наличии действительных твердых осадений в аппарате продолжается движения воздуха сквозь структуру осадений, скорость воздуха падает, а воздух значительно подогревается.

В решетках-имитаторах происходит иной процесс. Воздух в решетке движется в свободном пространстве. Материал имитатора не прозрачный для прохода воздуха, соответственно подогрева воздуха не происходит.

Следующим направлением экспериментального исследования является определение характера изменения падения давления воздушного потока в конденсаторе в зависимости от степени загрязнения. В результате прямых измерений определялась скорость воздуха.

По результатам расчетов потери давления увеличиваются с ростом загрязнений (рис. 8)

При достижении определенной величины осадений (точка *F*, *F1*, рис. 8) потеря давления уменьшается. Такое явление наблюдается при полном загрязнении живого сечения, когда основной поток воздуха практически не проходит через него и эжектирует торцевой поток воздуха окружающей среды. В результате осуществляется перераспределения между объемным расходом и потерей давления.

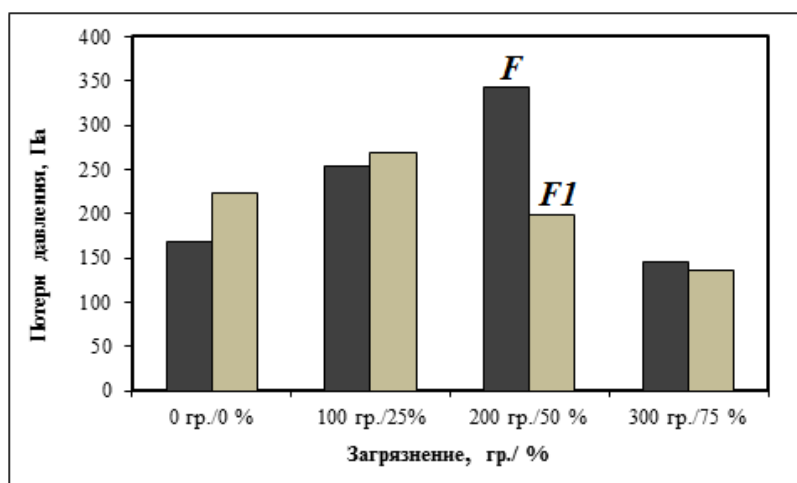


Рисунок 8 – Зависимость потери давления в конденсаторе от типа загрязнений
 ■ - действительных и □- моделируемых.

Проведенные экспериментальные исследования воздушного конденсатора показали, что даже при полном загрязнении конденсатор остается работоспособным, а основные энергетические нагрузки ложатся на компрессор.

Метод экспериментального исследования, построенный на смоделированных загрязнениях (решетка-имитатор) может быть использован в определенных гарнцах. Такие границы устанавливает структура загрязнения. Выбор конструкции имитаторов (замена формы решетки, материалов решетки, и др.) может происходить только при наличии информации про структуру загрязнения.

Подобный эксперимент может быть проведен на конденсаторе действительной холодильной машины, которая находится в постоянной эксплуатации, поскольку дополнительные элементы – это вспомогательные, поэтому они не влияют на термодинамический цикл машины.

Доказано, что главным критерием для анализа осаждения является его структура.

Список литературы

1. Mostafa, M. Awad (2011). Fouling of Heat Transfer Surfaces, Heat Transfer - Theoretical Analysis, Experimental Investigations and Industrial Systems, Prof. Aziz Belmiloudi (Ed.), InTech, Available from: <http://www.intechopen.com/books/heat-transfer-theoretical-analysis-experimentalinvestigations-and-industrial-systems/fouling-of-heat-transfer-surface>.
2. Breuker, M. S., Braun, J. E. Common faults and their impacts for rooftop air conditioners. // HVAC and R Research. – 1998. – 4 (3). – P. 303–317.
3. Lankinen, R., Suihkonen, J., Sarkomaa, P., The effect of air side fouling on thermal-hydraulic characteristics of a compact heat exchanger // International Journal of Energy Research. – 2003. – 27 (4). – 349–361.
4. Yang, L., Braun, J. E., Groll, E. A. The Role of Filtration in Maintaining Clean Heat Exchanger Coils, Final Report ARTI-21CR/611-40050-01, Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute (ARTI), 2004.
5. Ali, A. H., & Ismail, I. M. (2008). Evaporator air-side fouling: effect on performance of room air conditioners and impact on indoor air quality // HVAC&R Research. – 14 (2). – P. 209–219.
6. Ian H. Bell, Eckhard A. Groll, Experimental comparison of the impact of air-side particulate fouling on the thermo-hydraulic performance of microchannel and plate-fin heat exchangers [Text]/ Ian H. Bell, Eckhard A. Groll // International Refrigeration and Air Conditioning conference, Purdue, USA, 2010.
7. Bell, I., Groll, E., König, H., 2009. Experimental analysis of the effects of particulate fouling on heat exchanger heat transfer and air side pressure drop for a hybrid dry cooler. HeatTransferEngineeringInPress.
8. Кошкин, Н. Н. Тепловые конструктивные расчеты холодильных машин/ Н.Н. Кошкин. – Л.: Машиностроение, 1976. – 463с.
9. Данилова, Г. Н. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г.Н. Данилова и др. – Л.: Машиностроение, 1986. – 303 с.
10. Morosuk, T. Porous media theory as basis for model of fouling layers formation in heat exchangers. Condenser and evaporator of refrigeration machines and heat pumps / T. Morosuk // Emerging Technologies and Techniques in Porous Media, Eds. Ingham, D.B. et al. – Kluwer Chapter 32. – Academic Published. – 2003. – P. 491–507.

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛООВОГО НАСОСА ВОЗДУХ-ВОДА

PECULIARITIES OF APPLICATION OF HEAT PUMP AIR-WATER

Noskov A.N.¹ , D.Sc., professor Syssoev S.V.¹ , graduate student	Носков А.Н.¹ , д.т.н., профессор Сысоев С.В.¹ , аспирант
ITMO University, Russia, 191002, St.Petersburg, Lomonosovst. 9	Университет ИТМО, Россия, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, д. 9
E-mail: 1 – dn.noskoff@rambler.ru, 2 – ssyssoev@mail.ru	

Abstract

The economic efficiency of the use of air-to-water heat pumps largely depends on the temperature level of the low-potential heat source used and the cost of electricity in the region. The article gives the values of heating coefficients of air-to-water heat pumps for the region of the Leningrad Region using a single-stage steam compressor heat pump and a heat pump consisting of two stages using a heat accumulator. When the heat pump operates according to the second scheme, the heat output increases by a factor of 2.

Аннотация

Экономическая эффективность применения тепловых насосов типа «воздух-вода» в значительной степени зависит от температурного уровня используемого низкопотенциального источника тепловой энергии и стоимости электроэнергии в регионе. В статье приводятся значения отопительных коэффициентов тепловых насосов типа «воздух-вода» для региона Ленинградской области при использовании одноступенчатого парокомпрессорного теплового насоса и ТН и теплового насоса состоящего из двух ступеней с использованием аккумулятора теплоты. При работе теплового насоса по второй схеме теплопроизводительность повышается в 2 раза.

Тепловой насос (ТН) осуществляет передачу теплоты от менее нагретой среды (источника низкой температуры ИНТ) к более нагретой (теплоноситель потребителя – источник высокой температуры ИВТ), при этом тепловой насос затрачивает энергию в объемах существенно меньших, чем передает нагреваемой среде. ТН целесообразно использовать при переходе к децентрализованным системам теплоснабжения (без протяженных дорогостоящих тепловых сетей), когда тепловая энергия генерируется вблизи ее потребителя, а топливо сжигается вне населенного пункта (города). В качестве ИНТ для ТН могут быть использованы: наружный воздух, поверхностные воды (река, озеро, море), подземные воды, грунт, низкопотенциальная теплота искусственного происхождения (сбросные воды, нагретые продукты технологических процессов, очищенная вода станций аэрации, вытяжной воздух систем вентиляции и др.) [1].

Широкое распространение получили парокомпрессорные тепловые насосы, в которых перенос теплоты на более высокий температурный уровень осуществляется с помощью хладагента, меняющего свое агрегатное состояние [1,2]. Экономическая эффективность применения тепловых насосов зависит от используемого низкопотенциального источника тепловой энергии, стоимости электроэнергии в регионе, себестоимости тепловой энергии, производимой с использованием различных видов топлива [1,2].

В качестве источника низких температур в европейских странах часто используются грунтовые воды (геотермальные ТН) или воздух (ТН воздух-вода).

На рис. 1 представлена статистика продаж тепловых насосов различного типа в европейских странах в 2009–2015 гг. [2]. Если сравнить 2009 и 2015 гг., то видно, что продажи геотермальных ТН (источником низкопотенциальной тепловой энергии является грунт или поверхностные и грунтовые воды) остаются примерно на одном уровне. Продажа тепловых насосов воздух–вода увеличивается в 3,5 раза.

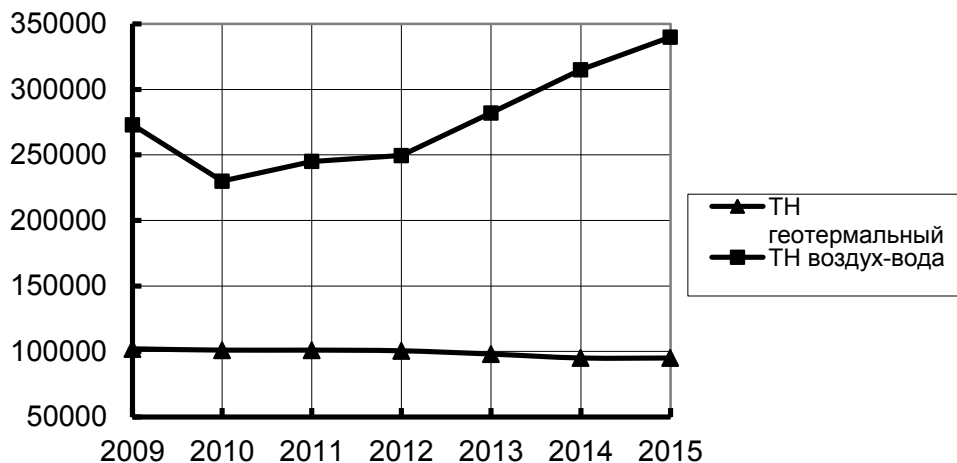


Рисунок 1 – Статистика продаж тепловых насосов по типам оборудования

Общеизвестный факт, что КПД установки для генерации электроэнергии на тепловых электростанциях (без когенерации тепла) от сжигания углеводородов и ископаемого топлива равняется приблизительно 33%, что делает любую конструкцию теплового насоса (ТН) для обогрева жилища и нагрева воды со среднегодовым отопительным коэффициентом (SCOP) менее 3,0 бессмысленной, если основной целью применения ТН ставится сохранение запасов невозобновляемых ресурсов. Доля электроэнергии, вырабатываемой на ТЭС, составляет приблизительно 60%. Но, в основном, значение SCOP воспринимается как показатель для определения возможного снижения прямых затрат на электроэнергию, которая употребляется на цели отопления и нагрева воды. Этот тезис никак не изменяется фактами наличия генерирующих мощностей с более высоким КПД, как, например АЭС с КПД в 80% и долей вырабатываемой электроэнергии 22%, а также ГЭС с КПД в 92% и долей в 14% от общемировой генерации. Самым «экзотическим» по сей день является привод ТН от двигателя внутреннего сгорания на природном газе с рекуперацией теплоты, отводимой от цилиндра двигателя, экспериментальный характер применения которого исключает его влияние на статистические оценки.

При таком рассмотрении ТН со SCOP < 3,0 может использоваться либо для удаления места сжигания топлива от жилища, либо для использования его при создании схем отопления, в которых не заложено исходной первичной цели экономии невозобновляемых ресурсов, а поставлена цель снижения стоимости потребляемой энергии.

Вопрос о величине COP ТН значительно зависит от выбора низкопотенциального источника (источника низкой температуры - ИНТ) и нет никакого практического смысла в сравнении, например, воздуха (окружающего, а не выбросного из систем вентиляции) и воды из различных источников. Величина COP зависит также от источника высокой температуры - ИВТ. Интерес к воздуху как ИНТ вызывается только его универсальной доступностью.

Разные климатические зоны расположения объектов отопления, и, следовательно, разные характерные значения SCOP ТН типа «воздух-вода», исключают попытки найти универсальный алгоритм конструирования таких установок, и такой ТН для юга ФРГ и севера Ленинградской области будут сильно отличаться.

Созданию конструкций ТН для работы в зонах с низким значением температуры наружного воздуха препятствует и ситуация, складывающаяся с 2016 в отношении рабочих веществ. Возможно применение в ТН различных хладагентов [3,4]. В таблице 1 приведены особенности различных рабочих веществ.

Таблица 1 – Особенности различных рабочих веществ

Заменяемый HFC хладагент	Потенциал глобального потепления (GWP)	Недостатки предлагаемой замены
R134a	1300	Постепенно выводится согласно поправке 2016 г. к Монреальскому Протоколу (т.н. «кигалийская поправка»)
R410a	2090	
R404a	3922	
Альтернатива		
HFC с низким GWP		
R32	675	Применение будет снижаться
Смесь HFC+HFO		
R448a	1273	Применение будет снижаться
HFO		
R1234ef	<1	Крайне высокая стоимость, средне и высокотемпературный диапазон
R1234ze	<1	
Натуральные		
R290	3	Легкогорючее
R744	1	Высокие уровни давления, применяется благодаря субсидиям государства

Из вышеприведенной таблицы видно, что долговременную альтернативу широко применяемым HFC фреонам, без риска быть запрещенными к употреблению, могут составить натуральные рабочие вещества, в частности R290. Интересно то, что при соблюдении определенных правил проектирования и эксплуатации, это рабочее вещество используется в больших, имеющих опытно-промышленное предназначение установках (например построенная компанией Danfoss совмещенная система кондиционирования и теплонасосного отопления мощностью в несколько МВт в госпитале г. Орхус, Дания).

Отметим, что при применении ТН «воздух-вода» для определения ИНТ большую роль играет суточный ход температур. Так, для г. Тихвин Ленинградской области, согласно СП.131.13330.2012 расчетные условия приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Расчетные температуры для г. Тихвин

Температура холодного периода (с обеспеченностью 0.94), °C	-13
Суточный ход температур, °C	7
Температура ночью, °C (принимаемая в расчет)	-20
Температура днем, °C (принимаемая в расчет)	-10

Для расчета COP теоретических циклов использовались значения перепадов температур, приведенных в таблице 3:

Таблица 3 – Расчетные значения перепадов температур

Перепад температуры ИИТ-испаритель, °К	10
Перепад температуры конденсатор — ИВТ, °К	5
Перегрев на всасывании, °С	5
Переохлаждение в конденсаторе, °С	0
Температура ИВТ (вода, подаваемая в отопительные фанкойлы), °С	+45

Результаты расчета значения COP цикла одноступенчатого теплового насоса для нескольких рабочих веществ с учетом реальных значений эффективного КПД (η_e) серийных компрессоров производства фирмы Copeland [5] для различных отношений температур кипения T_0 и конденсации T_k и соответствующего значения степени сжатия в компрессоре π приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Расчетные значения COP одноступенчатого теплового насоса

Агент	Время использования ТН	T_0/T_k	π	η_e	COP
R290	ночь	-25/+50	10	0,53	1,9
R290	день	-20/+50	6,9	0,58	2,2
R404a	ночь	-25/+50	9,4	0,44	1,7
R404a	день	-20/+50	7,8	0,49	1,9
R410a	ночь	-25/+50	9,5		2,0
R410a	день	-20/+50	7,8		2,2

Из приведенного расчета (выполнялся с использованием программы CoolPack) видно, что для условий Ленинградской области работа ТН в одну ступень энергетически и экономически невыгодна, причем данные расчетов при применении HFC и R290 не обозначают существенных преимуществ выбора какого либо из рассмотренных хладагентов. Однако, принимая во внимание разницу ночного и дневного тарифов на электроэнергию для региона: 2,62/4,55 руб/кВт*час соответственно, и предположив применение аккумулятора теплоты (АТ, «промежуточный ИВТ» с температурой +10°С) в схеме ТН, включенного так, как показано на рис. 2, можно рассчитывать на следующий теоретический результат.

Отопительный коэффициент COP=2,7 с учетом отдельных тарифов «день\ночь» и использования электронагрева (ТН воздух вода+АТ)/Прямой электронагрев.

Для получения вышеприведенного результата применялись одноступенчатые циклы, характеристики которых приведены в таблице 5.

Таблица 5 – Характеристики одноступенчатых циклов теплового насоса.

Агент	Ветви каскада	Время использования ТН	T_0/T_c	π	η_e	COP
R290	ТН1	ночь	-25/+10	3,1	0,62	4,8
R290	ТН2	день/ночь	+10/+50	2,7	0,67	4,7

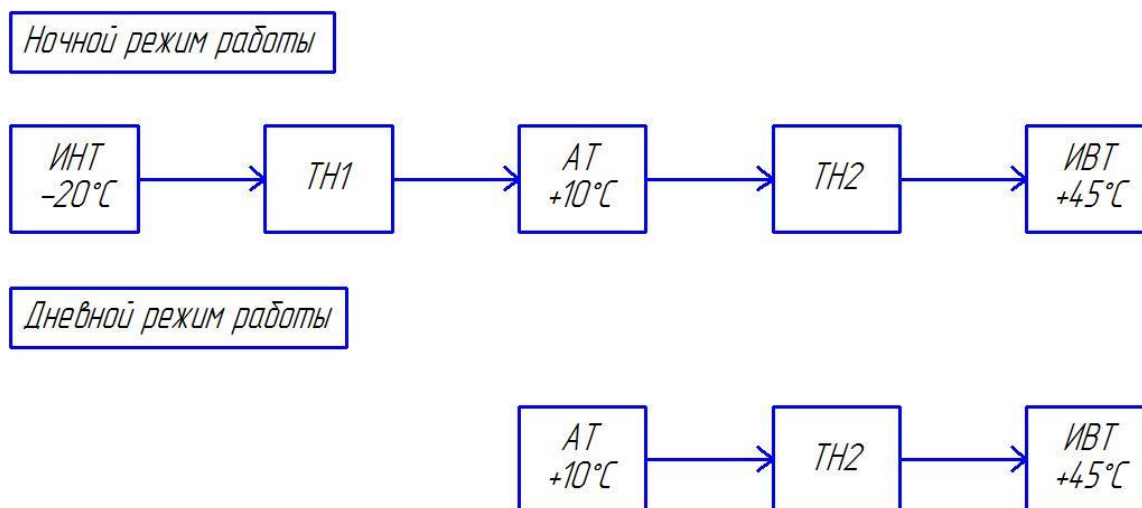


Рисунок 2 – Схема работы теплового насоса

Заметим, что в такой схеме теплопроизводительность ТН1 оценочно должна превышать аналогичный показатель ТН2 в 2 раза.

Общая эффективность теплонасосной установки «воздух-вода» зависит от решения классических для парокомпрессионной технологии вопросов: выбора однокомпонентного рабочего вещества или применение неазотропных смесей, уменьшение массы заправки применением, например, теплообменного оборудования с использованием «микроканальной» технологии. Повышение эффективности работы теплового насоса «воздух-вода» можно осуществить выработкой алгоритмов управления ветвями каскадной установки с созданием нестационарного теплового режима аккумулятора теплоты.

Список литературы

1. Калнинь, И.М. Перспективы развития тепловых насосов // Холодильная техника. – 1994. – №1.
2. Европейский рынок тепловых насосов // Журнал “АВОК”. – №7. – 2016.
3. Venzik, V., Roskosch, D., Atakan, B., Propene/isobutane mixtures in heat pumps: An experimental investigation // Int. J. Refrigeration. – 2017. – 76. – P. 84–96.
4. Wang, G., Chen, Z., Li, C., Jiang, B., 2017. Preliminary theoretical analyses of thermal performance and available energy consumption of two-stage cascade cycle heat pump water heater // Int. J. Refrigeration. – 82. – P. 381–388.
5. Xu, S., Fan, X., Ma, G., 2017. Experimental investigation on heating performance of gas-injected scroll compressor using R32, R1234yf and their mixture under low ambient temperature // Int. J. Refrigeration 75. – P. 286–292.

References

1. Kalnin', I.M. Perspektivy razvitiya teplovyh nasosov // Holodil'naja tehnika. – 1994. – №1.
2. Evropejskij rynek teplovyh nasosov // Zhurnal “AVOK”. – №7. – 2016.
3. Venzik, V., Roskosch, D., Atakan, B., Propene/isobutane mixtures in heat pumps: An experimental investigation // Int. J. Refrigeration. – 2017. – 76. – 84-96.
4. Wang, G., Chen, Z., Li, C., Jiang, B., Preliminary theoretical analyses of thermal performance and available energy consumption of two-stage cascade cycle heat pump water heater // Int. J. Refrigeration. – 2017. – 82. – 381–388.
5. Xu, S., Fan, X., Ma, G., 2017. Experimental investigation on heating performance of gas-injected scroll compressor using R32, R1234yf and their mixture under low ambient temperature // Int. J. Refrigeration. – 75. – 286–292.

INFLUENCE OF TEMPERATURE STORAGE REGIMES ON ORGANOLEPTIC INDICATORS OF PRESERVES FROM FAST-MATURING FISH

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ РЕЖИМОВ ХРАНЕНИЯ НА ОРГАНОЛЕПТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПРЕСЕРВОВ ИЗ БЫСТРОСОЗРЕВАЮЩИХ РЫБ

Manoli T.A. ¹ , PhD Pambuk S.A. ² , PhD Nikitchina T.I. ³ , PhD Barysheva Y.O. ⁴ Nikitchina A.A. ⁵	Маноли Т.А. ¹ , к.т.н., доцент Памбук С.А. ¹ , к.т.н., доцент Никитчина Т.И. ¹ , к.т.н., доцент Барышева Я.О. ¹ Никитчина А.А. ¹
Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine, 65039, Odessa, Kanatna str., 112	Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, 65039, Одесса, ул. Канатная, 112
E-mail: manoli76@mail.ru, tet.onaft@ukr.net, nikitchinati@ukr.net, manoli-barysheva@mail.ru	

Abstract

The article considers the influence of various temperature storage regimes of preserves from fast-ripening fish on changes in organoleptic quality indicators. A developed 100-point scale for evaluating the quality of fish preserves is presented. The studies of the produced batch of preserves were carried out. stored at moderate positive temperatures and frozen. The recommended shelf-life of fish preserves is determined, ensuring a high quality category.

Аннотация

В статье рассмотрен вопрос влияния различных температурных режимов хранения пресервов из быстро созревающих рыб на изменения органолептических показателей качества. Представлена разработанная 100-балльная шкала для оценки качества рыбных пресервов. Проведены исследования выработанной партии пресервов, хранившихся при умеренных положительных температурах и в замороженном виде. Определены рекомендуемые сроки хранения рыбных пресервов, обеспечивающие высокую категорию качества.

Современное развитие мирового рыболовства свидетельствует о возрастающей роли прибрежной добычи, и, как следствие, снижения объемов океанического лова. Развитию прибрежного рыболовства также способствует близость районов промысла к рынкам сбыта, что дает возможность переработки гидробионтов в высококачественные готовые продукты из свежего сырца на береговых предприятиях [1, 2]. Такими объектами промысла сейчас для Украины могут послужить мелкие рыбы, к которым относят кильку черноморскую. Объем вылова кильки черноморской в 2015 году составил 1653 т [3].

Наиболее распространенный способ переработки кильки черноморской в пищевые продукты – производство соленой рыбопродукции, а именно пресервов. Килька черноморская относится к быстро созревающим видам рыб с высокоактивной ферментативной системой, которая способствует образованию характерного букета созревшей рыбопродукции. Наряду с преимуществами высокоактивная ферментативная система создает и ряд проблем в реализации соленой рыбопродукции. Прежде всего - ограниченный срок хранения, который составляет 1,5-4 месяца [4].

Барьерный эффект при хранении рыбных пресервов обеспечивает наличие консерванта, массовая доля которого строго регламентируется нормативными документами, герметичная упаковка, массовая доля соли и отрицательные температуры хранения в диапазоне от 0 до минус 8 °С. В связи с высокой ценой на энергоносители, торговые сети, как правило, для хранения пресервов используют умеренные позитивные температуры от 4 до 6 °С. Этот фактор существенно сокращает сроки хранения, поскольку величина одного из барьеров снижается, что приводит к быстрому перезреванию пресервов и микробиологической порче. Однако в литературе отсутствуют сведения об изменении срока хранения пресервов в результате снижения уровня одного из консервирующих факторов, что делает исследования этого вопроса актуальным.

Для продления сроков хранения пресервов применяют различные технологические приемы, среди которых имеет рекомендацию и холодильное хранение в замороженном состоянии, однако данных об изменении органолептических, физико-химических, гистологических, микробиологических показателей нет.

Замораживание как способ консервирования пищевых продуктов заключается в понижении температуры продукта ниже точки замерзания тканевых соков [5]. При этом благодаря фазовому превращению воды практически полностью прекращается жизнедеятельность микрофлоры и активность ферментов, в результате чего продукты приобретают способность к длительному сохранению своих нативных свойств при условии соблюдения требований непрерывной холодильной цепи.

Одним из основных показателей качества любых пищевых продуктов являются органолептические. Для определения влияния замораживания на изменения органолептических показателей качества пресервов использовали методы сенсорного анализа.

Объектом исследования является пресервы в масле из кильки черноморской, которые изготовили в лабораторных условиях на кафедре технологии мяса, рыбы и морепродуктов. На обработку поступило - 1 кг кильки черноморской. Кильку разделявали на тушку, удаляя несъедобные части. к которым относят голову, внутренности, черную пленку. После разделки тушки рыбы тщательно промывали в проточной воде, вымывая остатки внутренностей и крови. Потери при разделке рыбы составили 20 %.

Был приготовлен раствор бензойнокислого натрия (БКН) концентрацией 10% и насыщенный солевой раствор (тузлук) плотностью 1,2 г/см³. Подготовленную рыбу просаливали в тузлуке при гидромодуле рыбы и тузлука 1:2.

Просаливание осуществляли до достижения 4,5-5 % NaCl в рыбе. Из подготовленного соленого полуфабриката сформировали партию образцов для исследования, массой 90 г каждый. Согласно классической рецептуре масса масла, которое добавляют в баночки пресервов составляет 10 г. Известно несколько способов внесения консерванта в пресервы: в сухом виде, во время просаливания с посольной смесью, и в виде раствора. В данном случае консервант вносили в виде раствора.

Подготовленные образцы поделили на две группы: контрольную, которую хранили при пониженных умеренных положительных температурах +4...+6 °С; и исследуемую партию, которую заморозили и хранили при температуре минус 18 °С. Образцы хранили в течение 4 месяцев что соответствует нормативному документу [4].

Через каждые 4 недели осуществляли исследование органолептических показателей качества пресервов. При этом, перед исследованием замороженных образцов их размораживали при температуре плюс 18 °С.

Для органолептической оценки пресервов была разработана 100-балльная шкала (табл. 1). При ее составлении использовали коэффициенты весомости в связи с разной значимостью единичных показателей в общем восприятии товарного качества продукции. Для назначения коэффициентов весомости, прежде всего, должны быть выделены главные показатели, отражающие способность продукции выполнять основное предназначение. Таким образом, важнейшими показателями для рыбных пресервов в масле были выбраны - вкус и запах, и состояние поверх-

ности. Было решено, что сумма коэффициентов весомости должна составлять 20, чтобы 5-ти балльные шкалы при любом количестве показателей трансформировались в 100 баллов.

Таблица 1 – Балльная шкала для оценки качества пресервов из кильки черноморской в масле

Наименование показателя	Коэффициент весомости	Балл	Показатели
Состояние поверхности	4	5	Поверхность рыб целая, без морщинистости и срывов кожи, без повреждений
		4	Поверхность рыб целая, незначительная морщинистость без срывов кожи, допускаются незначительные механические повреждения
		3	Поверхность рыб целая, морщинистость видимая, незначительные срывы кожи, незначительные механические повреждения, без деформации рыбы
		2	Целостность несколько нарушена, наличие слизи, морщинистости, срывов кожи, присутствуют механические повреждения и деформация рыбы
		1	Целостность значительно нарушена, наличие слизи и морщинистости, значительные срывы кожи, механические повреждения и деформация рыбы
Цвет поверхности	3	5	Серебристо-голубая, блестящая, без потемнения
		4	Серебристая, блестящая, потемнение отсутствует
		3	Серебристая, немного тусклая, без потемнения
		2	Грязно-серая, мутная, с потемнением
		1	Нехарактерный цвет, с потемнением
Запах	5	5	Очень приятный, характерный данному виду рыбы, без посторонних
		4	Приятный, свойственный данному виду рыбы, менее выраженный, без посторонних
		3	Удовлетворительный, характерный
		2	Нехарактерный, кисловатый
		1	Недопустимый, с посторонними запахами
Вкус	5	5	Очень приятный, гармоничный, присущий созревшей рыбе, без посторонних
		4	Приятный, характерный созревшей рыбе данного вида, без посторонних
		3	Удовлетворительный, характерный
		2	Нехарактерный с привкусом окисленного жира
		1	Нехарактерный, с наличием порочащих привкусов
Консистенция	3	5	Плотная, характерная данному виду, нежная, приятно сочная
		4	Плотная или несколько размягченная, характерная, нежная, достаточно сочная
		3	Мягкая, но не дряблая, недостаточно нежная, сочная, немного мажущая или наоборот суховатая
		2	Дряблая, или слишком грубая, или мажущая
		1	Несвойственная, грубая, слишком мажущая

Апробацию проводила группа дегустаторов, оценивая зашифрованные образцы пресервов. Образцы были представлены в отдельных тарелочках и зашифрованы под номерами от 1

до 8. Оценивая показатели продукции, дегустаторы сопоставляли их характеристики по предлагаемой балловой шкале (табл. 1).

По единичным и комплексным показателям, в соответствии с разработанными ранее критериями, была установлена категория качества оцениваемой продукции, приведенная в таблице 2.

Таблица 2 – Категории качества пресервов

Отличное качество	100 – 81 балл
Хорошее качество	80 – 61 балл
Удовлетворительное качество	60 – 41 балл
Неудовлетворительное качество	40 баллов и ниже

В конце заседания секретарь дегустационной комиссии собирал заполненные дегустационные листы для их математической обработки. Далее подсчитывали количество одинаковых оценок по каждому образцу. Обобщение дегустационных оценок качества продукции производили методом усреднения.

Результаты органолептической оценки пресервов из кильки черноморской в масле при холодильном хранении и в замороженном состоянии после 4 недель представлены ниже.

Таблица 3 – Органолептическая оценка рыбных пресервов (срок хранения 4 недели)

Комплексные показатели	Словесная характеристика после хранения		Баллы	
	в охлажденном виде	в замороженном виде	в охлажденном виде	в замороженном виде
состояние поверхности	Поверхность рыбы целая, механические повреждения отсутствуют	Поверхность рыбы целая, механические повреждения отсутствуют	20	20
цвет поверхности	Серебристо-голубая, блестящая, потемнение отсутствует	Серебристо-голубая, блестящая, потемнение отсутствует	15	15
запах	Свойственный слегка перезревшим пресервам, незначительный запах окисленного жира	Свойственный слегка недозревшим пресервам, с более насыщенным запахом сырой рыбы, запах окисленного жира отсутствует	20	20
вкус	Приятный, свойственный созревшим пресервам, ярко выраженный, вкус окисленного жира отсутствует	Приятный, свойственный слегка недозревшим пресервам, с ярко выраженной соленостью, привкус окисленного жира отсутствует	25	20
консистенция	Достаточно нежная, сочная	В меру плотная, сочная	15	15

Как видно из таблицы 3, после 4-х недель хранения пресервов как в охлажденном, так и в замороженном состоянии все органолептические показатели качества соответствуют требованиям ГОСТ 7453-86 «Пресервы из разделанной рыбы. Технические условия». Все показатели в пресервах, хранившихся при умеренных положительных температурах, после 4-х недель хранения по результатам дегустации получили максимальные или высокие оценки. Комплексный показатель качества таких пресервов составил 95 баллов, что соответствует категории отличного качества. Однако, уже на этих сроках хранения, в данных пресервах дегустаторами было отмечено появление легкого запаха окисленного жира, что указывает на начало перезревания пресервов. Пресервы, хранившиеся в замороженном виде, также получили высокие оценки дегустаторов, однако характеризовались свойствами недозревших пресервов.

В дальнейшем, по аналогии, были исследованы образцы пресервов через 8, 12 и 16 недель хранения. Результаты исследований представлены в таблицах 4 и 5.

Таблица 4 – Органолептическая оценка рыбных пресервов (срок хранения 8 недель)

Комплексные показатели	Словесная характеристика после хранения		Баллы	
	в охлажденном виде	в замороженном виде	в охлажденном виде	в замороженном виде
состояние поверхности	Поверхность рыбы целая, без механических повреждений, на поверхности присутствует слизь	Поверхность рыбы целая, механические повреждения отсутствуют	8	20
цвет поверхности	Сероватый цвет поверхности мутная	Серебристо-голубой цвет, блестящая поверхность, потемнения отсутствуют	6	15
запах	Несвойственный доброкачественным пресервам. присутствует гнилостный запах и запах окисленного жира	Свойственный созревшим пресервам, запах окисленного жира отсутствует	5	25
вкус	Не исследовали	Приятный, свойственный слегка недозревшим пресервам, с умеренной соленостью, без привкуса окисленного жира	0	20
консистенция	Мажущая	В меру плотная, легко отделяется мякоть от позвоночника, очень нежная, очень сочная	6	15

После 8 недель хранения все показатели пресервов, хранившихся в замороженном состоянии, соответствуют требованиям ГОСТ 7453-86 «Пресервы из разделанной рыбы. Технические условия». Комплексный показатель качества этих пресервов составил 95 баллов. Показатели пресервов, хранившихся при умеренных положительных температурах, показали

неудовлетворительную категорию качества (25 баллов). Данные пресервы характеризовались такими пороками как: наличие слизи на поверхности, наличие гнилостного запаха и запаха окисленного жира, что указывает на микробиальную порчу продукта. Вкус данных пресервов не исследовался, поэтому по данному показателю было проставлено 0 баллов. В связи с этим, дальнейшее исследование проводили только для образцов, хранившихся в замороженном виде. Результаты исследований после хранения в течение 12 и 16 недель представлены в таблице 5.

Таблица 5 – Органолептическая оценка рыбных пресервов, хранившихся в замороженном виде (срок хранения 12 и 16 недель)

Комплексные показатели	Словесная характеристика после хранения		Баллы после хранения	
	12 недель	16 недель	12 недель	16 недель
состояние поверхности	Поверхность рыбы целая, механические повреждения отсутствуют	Поверхность рыбы целая, механические повреждения отсутствуют	20	20
цвет поверхности	Серебристо-голубая, блестящая, потемнение отсутствует	Серебристо-голубая, менее блестящая, потемнение отсутствует	15	15
запах	Свойственный созревшим пресервам, легкий запах окисленного жира	Свойственный созревшим пресервам, выраженный запах окисленного жира	20	10
вкус	Приятный, свойственный созревшим пресервам, с умеренной соленостью, без привкуса окисленного жира	Начинает появляться привкус перезревания пресервов, начинает появляться привкус окисленного жира	25	20
консистенция	Не очень плотная, но хорошо удерживает форму, нежная, сочная	Не очень плотная, очень нежная, слегка мажущая	12	9

Как видно из данных таблицы 5 наиболее высокими органолептическими показателями качества характеризовались пресервы после хранения в течение 12 недель в замороженном виде. Результаты дегустации показали, что такие пресервы характеризовались наиболее приятным вкусом, приемлемым запахом. Однако консистенция рыбы после размораживания теряет плотность, но при этом хорошо удерживает форму. Дальнейшее хранение приводит к снижению органолептических показателей пресервов, появляется выраженный запах окисленного жира, привкус перезревания, консистенция становится мажущей.

На основании проведенных органолептических исследований пресервов, хранившихся при умеренных позитивных температурах установлены неудовлетворительные показатели после 8 недель хранения, а начальные признаки перезревания выявлены уже после 4 недель хранения. Это вызывает необходимость проведения тщательных микробиологических исследований и установления предельного срока хранения пресервов в масле из кильки черноморской при умеренных положительных температурах.

Результаты исследования изменений органолептических показателей качества пресервов в масле из кильки черноморской при хранении в замороженном виде показали, что предельным сроком хранения пресервов является 12 недель. Такие пресервы характеризуются категорией отличного качества. А пресервы после 16 недель хранения в замороженном состоянии, несмотря на достаточно высокое значение комплексного показателя качества – 67 баллов – что относит продукт к категории хорошего качества, нельзя рекомендовать к употреблению, поскольку показатели вкуса и запаха имеют неудовлетворительные оценки.

Список литературы

1. Приоритетные направления и мероприятия по развитию марикультуры в Азово-Черноморском бассейне / В. Н. Туркулова, В. Г. Крючков и др., Отчет // УДК 639.3, № инв. Р-6327, ЮгНИРО. – Керчь, 2005. – С. 56–69.
2. Михнева, Е. Рынок рыбы, морепродуктов в Украине и перспективы его развития [Текст] / Е. Михнева, Т. Лебская // Продовольча індустрія АПК. – 2012. – № 3. – С. 3–6.
3. Статистика вилову 2010-2015 [Электрон, ресурс]. / Режим доступа: URL: http://darg.gov.ua/_statistika_vilovu_2010_2015.html.
4. ГОСТ 7453-86. Пресервы из разделанной рыбы. Технические условия. – Введ. 1988-01-01. – М.: Стандартиформ, 2008. – 16 с.
5. Баранов, В.В. Технология рыбы и рыбных продуктов: Учебник для вузов / В. В. Баранов, И. Э. Бражная, В. А. Гроховский и др.; под ред. А. М. Ершова. – СПб. : ГИОРД, 2006. – 944 с. –

УДК 621.577.2

APPLICATION OF HYBRID HEAT RECOVERY SYSTEM FOR MODERNIZATION OF EXISTING VENTILATION NETWORKS

ПРИМЕНЕНИЕ ГИБРИДНОЙ СИСТЕМЫ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИИ ДЛЯ МОДЕРНИЗАЦИИ СУЩЕСТВУЮЩИХ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СЕТЕЙ

Muraveynikov S.S.¹ Nikitin A.A.² Ryabova T.V.³	Муравейников С.С.¹ Никитин А.А.² Рябова Т.В.³
ITMO university Russia, 197101, St.Petersburg, Kronverksy49	Университет ИТМО Россия, 197101, г. Санкт-Петербург, Кронверкский проспект, д.49
E-mail: 1 – mur_618@mail.ru, 2 – andyquest@mail.ru, 3 – rjabova_tatjana@mail.ru	

Abstract

To date, it is difficult to find an enterprise, office or catering center, not equipped with at least the most primitive life support system. This is facilitated by regulatory regulation in certain industries, which does not allow avoiding the need to install such systems.

As a result of the rapid development of the equipping of various objects with ventilation systems, there are often low consumer qualities of such systems, laid down both at various stages of design and at the stage of the implementation of the finished project. In both cases, the reason for this is the desire of organizations operating facilities to save money. The consequences of such decisions are insufficient level of comfort for employees and visitors, as well as low energy efficiency indicators of the systems used.

Ultimately, the decisions taken do not satisfy either the initial goal of installing ventilation equipment - providing comfortable conditions for a person, or the customer's desire to save money, because installing of primitive systems result in high operating costs that block the imaginary benefit of acquiring cheaper, inefficient equipment.

The article presents an overview of the main technological and economic barriers preventing the transition of such systems to a qualitatively new level of energy efficiency. A technological solution that allows reducing the payback period of energy saving measures based on the use of a hybrid heat recovery system is proposed.

Аннотация

На сегодняшний день трудно найти предприятие, офис или центр общественного питания, не оснащенный, по крайней мере, самой примитивной системой жизнеобеспечения. Этому способствует нормативное регулирование в некоторых отраслях, что не позволяет избежать необходимости установки таких систем.

В результате быстрого развития оснащения различных объектов вентиляционными системами, частв встречаются системы с низкими потребительскими качествами, возникшими как на разных этапах проектирования, так и на стадии реализации готового проекта. В обоих случаях причиной этого является желание сохранить деньги организацией, эксплуатирующей объект. Последствиями таких решений являются недостаточный уровень комфорта для сотрудников и посетителей, а также низкие показатели энергоэффективности используемых систем.

В конечном счете, принятые решения не удовлетворяют ни первоначальной цели установки вентиляционного оборудования – предоставление комфортных условий для человека, ни желание клиента – сэкономить деньги, поскольку установка примитивных систем приводит к высоким эксплуатационным расходам, которые блокируют воображаемую выгоду от приобретения более дешевого, неэффективного оборудования.

В статье представлен обзор основных технологических и экономических барьеров, препятствующих переходу таких систем на качественно новый уровень энергоэффективности. Предлагается технологическое решение, позволяющее сократить период окупаемости мер, направленных на экономию энергии, на основе использования гибридной системы рекуперации тепла.

На сегодняшний день существует множество технических решений в области повышения энергоэффективности вентиляционных сетей. Это обусловлено не только повсеместным повышением требований по энергосбережению, но и тем, что на сегодня вентиляция лидирует по энергопотреблению среди инженерных систем современного здания. Повышение кратности воздухообмена, обоснованное многими исследованиями как средство повышения не только комфорта, но и здоровья посетителей здания, неизбежно приводит к увеличению энергозатрат на нагрев и охлаждение воздуха. В некоторых случаях доля энергопотребления вентиляционного оборудования достигает 60% от общего энергопотребления инженерных систем. И, поскольку, каждая система вентиляции уникальна и её конфигурация зависит от множества факторов, сложно предложить общее решение для достижения требуемых показателей энергоэффективности.

В системах вентиляции имеется всеобщая тенденция на поставку оборудования в агрегатированном исполнении. В большинстве случаев это удобно и практично, но возрастающая сложность такого оборудования, в особенности при его оснащении комплексом современных устройств повышающих энергоэффективность, существенно сказывается на его стоимости. При этом такие системы не предполагают модернизации в процессе эксплуатации. В результате конечный потребитель зачастую не может позволить себе дорогостоящий энергоэффективный агрегат и делает выбор в пользу менее эффективного, а порой, и вовсе не оснащенного средствами теплоутилизации оборудования.

Необходимость строительства новых объектов в условиях экономического кризиса сформировала тенденцию на повсеместное оснащение зданий вентиляционным оборудованием устройствами, повышающими его энергоэффективность.

Модернизация вентиляционных систем затруднительна и сопряжена с дополнительными финансовыми потерями. Затраты здесь касаются не только закупки энергоэффективного оборудования. В случаях, когда частичная модернизация возможна, требуется большой объем монтажных, а иногда, и общестроительных работ. Дополнительные расходы подобного характера существенно увеличивают срок окупаемости мероприятий по повышению энергоэффективности, что может в значительной степени повлиять на принятие решения об их проведении. Когда частичную модернизацию произвести невозможно и необходимо заменить вентиляционный агрегат, потребитель сталкивается с заменой не отработавшего установленного срока оборудования, что также в большинстве случаев является неприемлемым. Следовательно, для обеспечения возможности модернизации существующих систем вентиляции теплоутилизирующее оборудование должно встраиваться в систему с минимальными трудозатратами и обеспечивать возможность установки с сохранением максимального количества имеющихся компонентов. При этом такое оборудование должно подходить по габаритным параметрам к любой существующей вентиляционной установке и иметь возможность включения в её систему управления без дополнительных настроек.

Из существующих в настоящее время технических решений, позволяющих утилизировать тепловую энергию вытяжного воздуха, по соотношению цены и качества лидируют роторные регенераторы. Их конструкция, однако, накладывает некоторые ограничения на их применение при модернизации существующих систем. Крупные габариты и невозможность подгонки под различные сечения вентиляционных каналов ограничивает их применение в условиях стесненного пространства, а неизбежное возникновение перетечек и смещения отработанного и подаваемого воздуха не позволяет использовать их на целом ряде объектов с вредными средами, посторонними запахами или возможностью бактериологического заражения.

Более гибким с точки зрения модернизации существующих систем могут являться утилизаторы с промежуточным теплоносителем. Такие системы позволяют обеспечить полное разделение потоков притока и вытяжки, и при этом габариты теплообменных аппаратов можно скорректировать для соответствия уже смонтированным компонентам, а их расположение можно менять в зависимости от конфигурации имеющейся вентиляционной установки. Однако показатели энергоэффективности таких теплоутилизаторов составляют на сегодняшний день не более 40%, что требует применения более эффективных систем.

Среди аналогов существуют получившие в последнее время распространение системы утилизации теплоты с использованием тепловых насосов. При условиях высокого отопительного коэффициента в режиме нагрева воздуха эти устройства не уступают по энергоэффективности роторным регенераторам. Тем не менее, для модернизации существующих систем вентиляции такие устройства, представленные, как правило, единым блоком, объединяющим в себе все компоненты практически непригодны как из-за их габаритов, так и из-за сложности взаимодействия систем управления теплового насоса и существующего вентиляционного агрегата.

Поскольку на сегодняшний день на рынке не представлено устройств, конфигурация которых позволяет эффективно применять их при модернизации существующих систем вентиляции, целесообразно разработать систему, позволяющую решить вышеописанные проблемы. Была предложена схема встраиваемого воздушного теплоутилизатора, конструкция которого объединяет в себе преимущества теплонасосного оборудования и теплообменных аппаратов с промежуточным теплоносителем в гибридной системе теплоутилизации.

Схема устройства, представленная на рис.1, позволяет использовать высокие показатели энергоэффективности, присущие теплонасосным системам. В то же время, конструкция, предполагающая расположение основных систем в отдельном внешнем блоке существенно расширяет возможности адаптации такой системы к существующему оборудованию. Воздушные теплообменные аппараты, встраиваемые непосредственно в сеть воздуховодов мо-

гут быть подобраны с учетом сечений уже смонтированных воздуховодов или камер вентиляционного агрегата и могут быть расположены в любой удобной конфигурации. Учитывая возможность располагать данные теплообменные аппараты на удалении как друг от друга так и от головного блока, такое устройство может применяться даже в децентрализованных системах вентиляции, в которых вытяжная и приточная установка не были изначально объединены в единый агрегат.

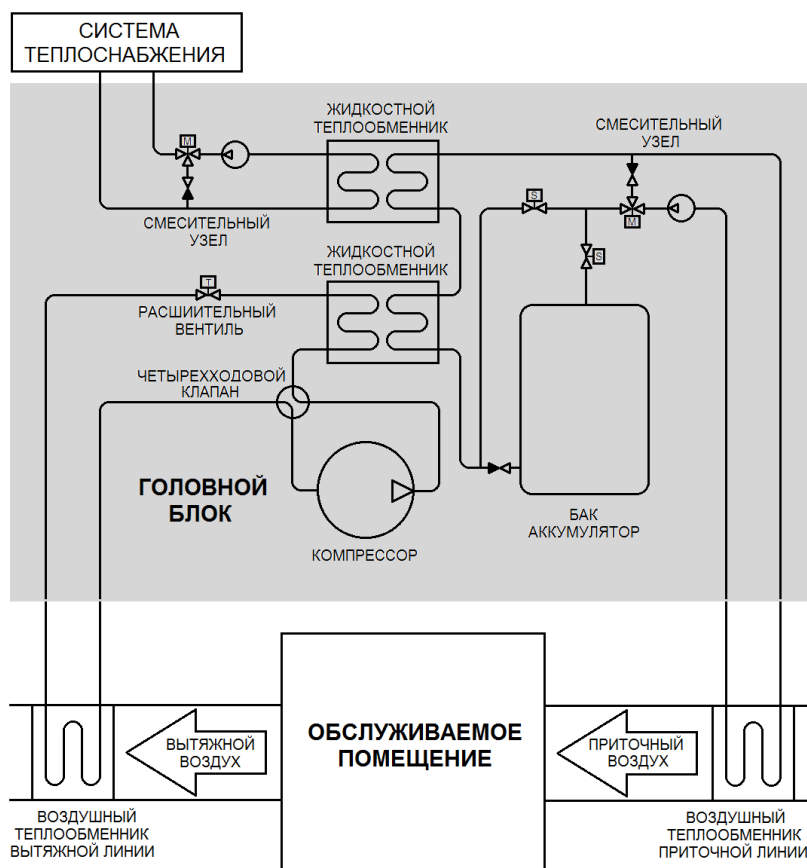


Рисунок 1 – Устройство и схема включения гибридного теплоутилизатора с функцией централизованного охлаждения воздуха

Дополнительным преимуществом данной системы является подвод тепла от внешнего источника, например, системы теплоснабжения здания, напрямую к теплоносителю утилизатора. Это позволяет избавиться от необходимости в использовании дополнительного теплообменного аппарата на линии приточной вентиляции. Таким образом, установка устройства в существующую систему не требует увеличения габаритов приточного агрегата – встраиваемый теплообменный аппарат замещает существующий калорифер и полностью берет на себя функции по нагреву приточного воздуха.

Также в системе предусмотрена возможность опционального оснащения четырехходовым клапаном, позволяющим охлаждать воздух в теплый период года за счет реверсивной работы теплового насоса. Теплота, отведенная от приточного воздуха при этом подводится в вытяжной воздуховод. Это позволяет обойтись без внешнего чиллера или компрессорно-конденсаторного блока, традиционно применяемых для охлаждения в системах вентиляции. Поскольку такие блоки требуют размещения на открытом воздухе, в некоторых случаях их установка ограничена требованиями к внешнему виду здания. Таким образом предложенная система способна обойти ограничения, распространяемые на объекты культурного наследия и позволяет расширить возможности применения активного охлаждения воздуха на объектах, внешний вид которых представляет определенную ценность, таких, например, как частные загородные коттеджи.

Устройство предполагается изготавливать на заказ с учетом требований конкретного объекта, включающих конфигурацию существующего оборудования и сечений воздуховодов. Отдельно следует отметить разработанную методику подбора компонентов внутреннего блока, позволяющую обеспечить максимальную экономическую выгоду, получаемую за счет применения данной установки. Благодаря использованию данной методики возможно подобрать оптимальное соотношение использования тепловой энергии, позволяющее достичь максимального отопительного коэффициента теплового насоса при наименьшей стоимости годовой эксплуатации установки. Этот подход позволяет скорректировать работу системы таким образом, что в периоды отключения системы отопления вся тепловая нагрузка полностью покрывается за счет работы теплового насоса, благодаря чему удается избежать снижения температуры приточного воздуха, что характерно для пассивных теплоутилизаторов (рис.2).

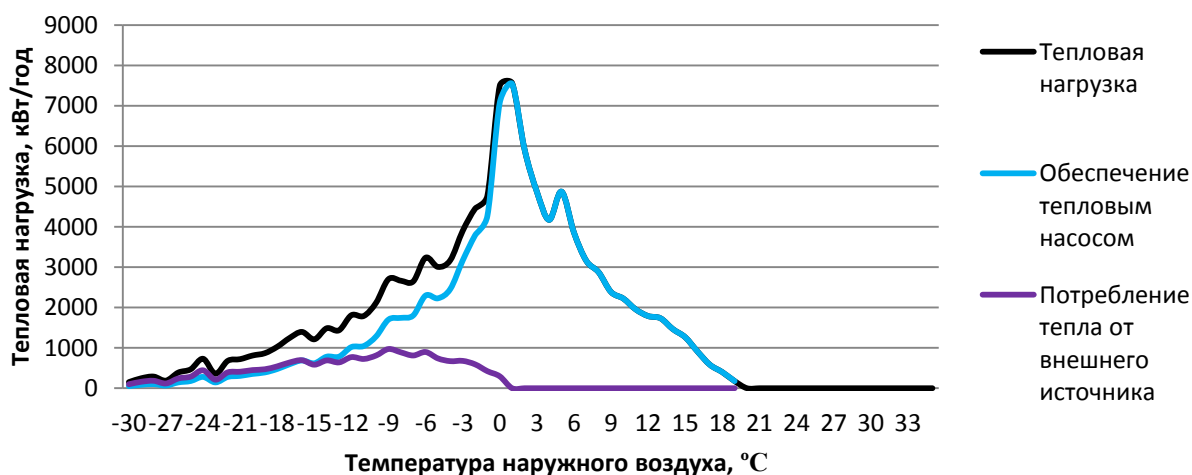


Рисунок 2 – Результат расчета соотношения использования двух источников тепловой энергии для г. Санкт-Петербурга при требуемой температуре приточного воздуха 20°C

Список литературы

1. Васильев, Г. П. Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной тепловой энергии поверхностных слоев земли – М: издательский дом «Граница», 2006.
2. Крылов, В. А. Разработка экспериментального стенда для исследования работы геотермального зонда теплового насоса / В. А. Крылов, С. С. Муравейников., Т. В. Рябова // Материалы конференции. – СПб. : Университет ИТМО.– 2015. – С. 75.
3. ORKUSTOFNUN Working Group, Iceland (2001): Sustainable production of geothermal energy – suggested definition. IGA News no. 43, January-March 2001.
4. Никитин, А. А., Баранов, И. В., Черноозерский, В., Крылов, В. А. Учет неравномерности температурного поля в геотермальной скважине теплового насоса // Вестник Международной академии холода. – 2015. – № 1.
5. Никитин, А. А. Теплонасосные системы как источник тепло- и хладоснабжения зданий. – София, 2012. – Т. 1. – С. 207–212.
6. Горшков, В. Г. Тепловые насосы. Аналитический обзор // Справочник промышленного оборудования. – 2004. – № 2.
7. Расщепкин, А. Н., Архипова, Л. М. Основы теории кондиционирования воздуха: Учебное пособие. / Кемеровский технологический институт пищевой промышленности. – Кемерово, 2006. – 78 с.
8. Awbi, H.V. Ventilation of buildings. – Second Edition. – London : Taylor & Francis, 2003.
9. Bakó-Biró, Zs. Human perception, SBS symptoms and performance of office work during exposure to air polluted by building materials and personal computers: Ph. D. Thesis. / International Centre for Indoor Environment and Energy. – Technical university of Denmark, 2004.

10. Bakó-Biró, Zs., Kochhar, N., Clements-Croome, D. J., Awbi, H. B. and Williams, M. Ventilation rates in schools and pupil's performance using computerized assessment tests// Proceedings of Indoor Air. – Copenhagen, 2008. – PaperNo. 880.
11. Калнинь, И. М. Энергосберегающие теплонасосные технологии // Экологические системы. – 2003. – № 6.
12. Харитонов, В. П. Проектирование систем вентиляции для закрытых бассейнов в коттеджах / В. П. Харитонов // АВОК. – №6. – 2007. –С.52.
13. Awbi, H.B. Energy efficient ventilation for retrofit buildings. –London: University of Reading, 2016.
14. Исса, М. М. Разработка и исследование альтернативных систем кондиционирования воздуха: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.03 / ИссаМажедМохамед. – Одесса, 1996. – 16 с.
15. Васильев, Г. П., Крундышев, Н. С. Энергоэффективная сельская школа в Ярославской области // АВОК. – № 5. – 2002.

УДК 697.4, 536.7

RATIONAL REGIMES FOR REGULATING OF THE HEAT AND COLD SUPPLY SYSTEM BASED ON THE INTEGRATED ENERGY OF COLD WATER AND AIR FLOWS

РАЦИОНАЛЬНЫЕ РЕЖИМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ ТЕПЛОХЛАДОСНАБЖЕНИЯ НА ОСНОВЕ ИНТЕГРИРОВАННОЙ ЭНЕРГИИ ХОЛОДНОЙ ВОДЫ И ВОЗДУШНЫХ ПОТОКОВ

<p>Petrash V.D., Doctor of Technical Sciences, Professor</p> <p>Polunin Y.M., Ph.D., senior lecturer.</p> <p>Geraskina E.A., Ph.D., associate professor</p> <p>Danichenko N.V., Ph.D., Associate Professor</p> <p>Vysotskaya M.V., graduate student</p>	<p>Петраш В.Д., д.т.н., профессор</p> <p>Полунин Ю.М., к.т.н., ст.преп.</p> <p>Гераскина Э.А., к.т.н., доц.</p> <p>Даниченко Н.В., к.т.н., доц.</p> <p>Высоцкая М.В., аспирант</p>
<p>Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture, Ukraine, 62029, Odessa, Didrikhsona, 4</p>	<p>Одесская государственная академия строительства и архитектуры, Украина, 62029, Одесса, Дидрихсона, 4</p>
<p>E-mail: petrant@ukr.net, yuri.polunin@ogasa.org.ua</p>	

Abstract

For the proposed system has been established the regularity of hot water generation, which is the basis for determining rational operating regimes with a given efficiency of conversion of energy flows in typical conditions of heat consumption, taking into account the seasonally changing temperature of cold water on the entering to the building.

Аннотация

Для предложенной системы установлена закономерность выработки горячей воды, которая является основой для определения рациональных режимов эксплуатационного регулирования с заданной эффективностью преобразования энергетических потоков в характерных условиях абонентского теплоснабжения, учитывая сезонно изменяющуюся температуру холодной воды на вводе в здание.

Интегрированное использование теплового ресурса холодной воды и вентиляционного воздуха [1] для тепло- хладоснабжения способно повысить общую эффективность энерго-обеспечения здания. Устройство предложенной системы иллюстрируется на рис. 1.

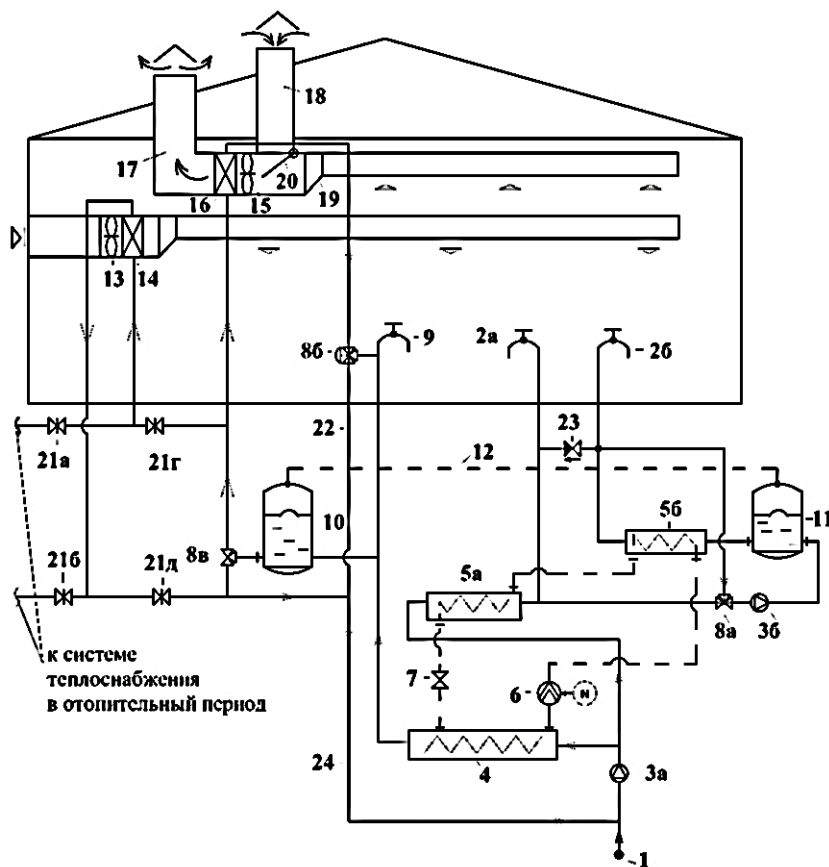


Рисунок 1 – Система тепло-хладоснабжения здания на основе интегрированной энергии холодной воды и воздушных потоков с пневматической стабилизацией гидравлических режимов в теплообменниках теплонасосной установки.

1 – трубопровод исходной холодной воды; 2а – подсистема разбора горячей воды; 2б – подсистема разбора горячей воды; 3а, 3б – циркуляционный насос; 4 – испаритель; 5 – компрессор; 5а – основной конденсатор; 5б – форконденсатор; 6 – компрессор; 7 – дроссельный вентиль 8а, 8б, 8в – трехходовые температурные регуляторы расхода; 9 – система горячего водоснабжения снижения температурного уровня; 10, 11 – баки аккумуляторы; 12 – "воздушный" трубопровод; 13, 15 – вентиляторы; 14, 16 – калориферы; 17, 18, 19 – воздуховоды; 20 – перекидной автоматизированный клапан; 21а, 21б, 21г, 21д – краны; 22 – трубопроводы

Работа предложенной системы заключается в следующем. По трубопроводу 1 исходная холодная вода поступает с расчетным суммарным расходом для систем холодного и горячего водоснабжения, а после смешивания с теплой водой из трубопровода 24 и дальнейшего разделения она поступает под действием циркуляционного насоса 3а в испаритель 4 для охлаждения, а также для нагрева в основной конденсатор 5а.

Из общего нагретого потока воды после основного конденсатора 5а подогретая ее часть, обычно с температурой (40-45) °С, поступает в подсистему разбора теплой воды 2а (для бассейнов, ванн и т.д.), а другая часть в систему разбора горячей воды 2б, проходя последовательно бак-аккумулятор горячей воды 11 и форконденсатор 5б.

Рециркуляционная часть подогретой воды, как за счёт отбираемой теплоты из удаляемого воздуха в калорифере 16, так и в калорифере 14 в летний период, в трубопроводе 24 образует совместный поток тёплой воды, который смешивается с холодной водой, поступающей из трубопровода 1 в испаритель 4. В результате обеспечивается непрерывная работа теплонасосной установки с основным конденсатором 5а и форконденсатором 5б, компрессором

6 и дроссельным вентилем 7. Тепловой поток, отбираемый в испарителе 4 в процессе работы теплонасосной установки с тепловым эквивалентом приводной мощности компрессора 6, передается для нагрева воды в фторконденсатор 5б, а также в основной конденсатор 5а. Бак аккумулятор 10 с гибкой внутренней мембраной на среднем уровне его высоты, соединен в нижней части с трубопроводом охлажденной воды для подачи ее в калорифер после испарителя 4 теплового насоса в контуре с основным конденсатором 5а и фторконденсатором 5б, компрессором 6 и дроссельным вентилем 7.

Тепловой поток из отработанного и наружного вентиляционного воздуха непрерывно отбирается циркулирующей водой через калорифер 16. Удаляемый воздух отводится воздуховодом 19 или поступает по воздуховоду 18 при заборе более теплого наружного воздуха в летний период года. Для регулирования соотношения расходов воздуха, поступающего по воздуховодам 18 и 19, служит регулирующий клапан 20.

На основе аналитических исследований [2, 3, 4] проанализирована экономия топлива в работе системы, а также ее энергетическая эффективность, которая определяется зависимостью действительного коэффициента преобразования в виде обобщенного критерия для прогнозируемой оценки индивидуального влияния исходных параметров удаляемого вентиляционного воздуха, холодной воды и режимных условий работы структурных подсистем:

$$\varphi = \left(1 - \frac{G_{yx} (1 + \beta) (i_{н,уx} - i_{к,уx})}{G_{хв} c [(t_б - t_{хв}) + \beta (t_{гв} - t_{хв})]} \right)^{-1}. \quad (1)$$

Представляет интерес удельная выработка горячей воды с установленной ее температурой в теплонасосной системе на основе энергии интегрированного низкотемпературного источника в условиях сезонно изменяющейся температуры холодной воды на вводе в здание.

Принимая во внимание взаимосвязь расходов холодной и горячей воды $G_{хв} = G_{гв}(1 + 1/\beta)$, из уравнения (1) определяется зависимостью выработки горячей воды с установленной температурой в анализируемой системе в следующем виде

$$\frac{G_{yx}}{G_{гв}} = \frac{(\varphi_p - 1)}{\varphi_p (\beta_p \varphi_p)} \times \frac{[(t_б - t_{хв}) + \beta_p (t_{гв} - t_{хв})]}{(i_{yx,н} - i_{yx,к})}. \quad (2)$$

Удельная выработка горячей воды в системе согласно зависимости (2) иллюстрируется графиками, представленными на рис. 2.

В качестве исходных условий рассматривались следующие данные: температура холодной воды для расчетных условий холодного и теплого периодов года приняты соответственно $t_{хв} = 10$ и 20°C ; расчетные значения температуры воды для горячего водоснабжения и поступающей в бассейн приняты $t_{гв} = 50^\circ\text{C}$ и $t_б = 28^\circ\text{C}$; начальная и конечная энтальпия удаляемого воздуха равнялась соответственно $i_{yx,н} = 22$ кДж/кг, $i_{yx,к} = 5$ кДж/кг; предельное соотношение указанных расходов для характерных условий работы системы ограничивалось диапазоном предельных значений $\beta = 0,2$ и $0,8$.

Из представленных графиков следует, что, в зависимости от температуры холодной воды $t_{хв}$ и принятого коэффициента преобразования ($\varphi_p = 3-5$) при расчетном соотношении (β_p) расходов воды в СГВ и в бассейне, удельная выработка горячей воды находится в диапазоне $G_{yx}/G_{гв} = (5,2 \div 1)$.

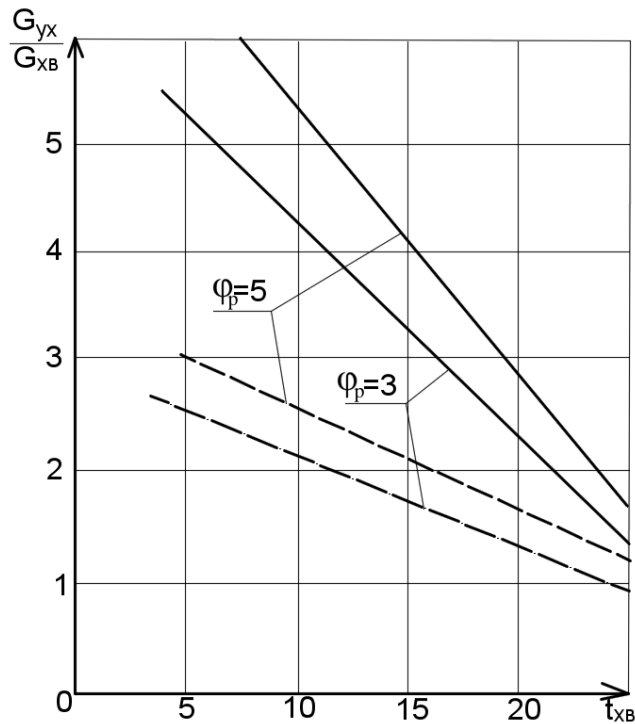


Рисунок 2 – Удельная выработка горячей воды с температурой $t_{гв} = 50^{\circ}\text{C}$ в зависимости от температуры холодной воды на вводе в здание.
Условные обозначения: — - $\beta = 0,8$; - - - - - $\beta = 0,2$.

Установленная закономерность и ее графическая интерпретация выработки горячей воды в предложенной системе создают основу для обоснования рациональных режимов эксплуатационного регулирования с целью обеспечения заданной эффективности преобразования энергетических потоков в характерных условиях абонентского теплопотребления, учитывая зависимость сезонно изменяющейся температуры холодной воды на вводе в здание.

Список литературы

1. Патент на винахід № 109848. Система теплохолодопостачання на базі інтегрованої енергії холодної води та повітряних потоків з пневмогідравлічною стабілізацією термотрансформаторних процесів / Петраш В. Д., Высоцкая М. В., Поломанний О. А.; «Український інститут промислової власності». – Бюл. № 19., 2015.
2. Петраш, В. Д., Высоцкая, М. В. Экономия топлива в парокompрессионной системе теплохладоснабжения зданий на основе энергии холодной воды и вентиляционного воздуха // Вестник ОГАСА. – № 65. – 2016. – 160–164 с.
3. Петраш, В. Д., Высоцкая, М. В. Условия эффективной работы теплонасосной системы теплоснабжения на основе энергии холодной воды и вентиляционного воздуха // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – Вип. 20. – 2016 – К.: КНУБА, 2016. – С. 62–70.
4. Петраш, В.Д. Теплонасосные системы теплоснабжения: монография / В. Д. Петраш. – Одеса: типографія «ВМВ», 2014. – 556 с.

**EVAPORATION-CONDENSING SYSTEMS OF REFRIGERATION AND
THE PROFESSIONAL TRANSLATION CONCEPTUAL CONSTRUCT DEVELOPMENT**

**ИСПАРИТЕЛЬНО-КОНДЕНСАЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ
И РАЗВИТИЕ ПОНЯТИЙНОГО АППАРАТА ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ПЕРЕВОДА**

Kukushkin S.G.¹

Dvirnyi V.V.², Doctor of Engineering Science, professor

Petyaeva N.N.³

Dvirnyi G.V.⁴

Elfimova M.V.⁵, Candidate of Technical Sciences

1,2,3,4—Joint-Stock Company “Academician M.F.Reshetnev “Information Satellite Systems”,
Russian Federation, 662972, Krasnoyarsk region, Zheleznogorsk, Lenin Street, 52
5 – FGOU VO Siberian Fire-Rescue «Academy of State Fire Service of the Ministry of
Emergency Measures of Russia», Russian Federation, 662972, Krasnoyarsk region,
Zheleznogorsk, Severnaya Street, 1

E-mail: 1 – kadr@iss-reshetnev.ru, 2 – dvirnyi@iss-reshetnev.ru, 3 – petyaeva@iss-
reshetnev.ru, 4 – DG1802@iss-reshetnev.ru, 5 – elfimar@mail.ru

Abstract

Innovative activity stimulates international relations in the production of spacecraft (SC) and their evaporation-condensing systems of refrigeration (ECSR) which determine the spacecraft configuration. At the same time, it is necessary to develop a conceptual construct of professional translation. Insufficient level of the management theory development in the field of studying the construction patterns and organizational management structures development, which led to nebulosity and ambiguous of conceptual construct, and simultaneous use in the special literature, in regulatory-methodological basis and economic practice automatic translation systems of a large number of different interpretations technical terms, not only makes difficult to conduct theoretical research in this field, but also retains the industry and enterprises development, which specialize in the production of the evaporation-condensing systems of refrigeration including SC and fire-fighting equipment, such as thermosyphon. Therefore the experience of translators and the quality of their preparation is very important. Several translation automation systems were reviewed and analyzed in this article on the example of ECSR and heat pipes (HP). An expert qualitative assessment method and translation speed in various machine translation systems were used, followed by the base modification.

Аннотация

Инновационная деятельность стимулирует международные отношения при производстве космических аппаратов (КА) и их испарительно-конденсационных систем охлаждения, определяющих во многом облик КА. При этом необходимо развивать понятийный аппарат профессионального перевода. Недостаточный уровень разработки теории управления в области изучения закономерностей построения и развития организационных структур управления обусловил нечеткость и многозначность понятийного аппарата, а одновременное использование в специальной литературе, в системах автоматического перевода нормативно-методической базе и хозяйственной практике большого числа различных интерпретаций технических терминов не только затрудняет проведение теоретических исследований в данной области, но и в целом сдерживает развитие отрасли и предприятий, специализирующихся на производстве испарительно-конденсационных систем охлаждения (ИКСО), в том числе для КА и для оборудования пожаротуше-

ния, например, термосифонов. Поэтому очень важным для предприятия является опыт переводчиков и качество их подготовки. В данной работе рассмотрены и проанализированы несколько систем автоматизации перевода на примере ИКСО и тепловых труб (ТТ). Использовался экспертный метод оценки качества и скорости перевода в различных системах машинного перевода с последующей доработкой базы.

В данной работе представлены теоретические и методические основы особенностей формирования понятийного аппарата профессионального перевода по тематике содержащей в большом количестве тепловые трубы (ТТ), представляющие собой испарительно-конденсационную систему охлаждения (ИКСО) космического аппарата (КА). Нами был использован экспертный метод оценки качества и скорости перевода в различных системах машинного перевода с последующей доработкой базы, например, по ИКСО и ТТ. Для предприятия очень важен опыт переводчиков, овладевших терминологией и техникой профессионального перевода с английского языка на русский язык и с русского на английский. А так же нами были рассмотрены и проанализированы несколько систем автоматизации перевода.

В структуре любого КА присутствует система терморегулирования, которая обеспечивает работоспособность целевой аппаратуры в заданных температурных условиях. Разработка современных КА на базе платформ негерметичного исполнения с применением зарубежного оборудования требует доработки принятой в отрасли понятийного аппарата по тематике ТТ. Что касается самих ТТ, они были изобретены Г. Грувером в Лос-Аламосе, штат Нью-Мексико, основанный на месте поселения индейцев в XIV веке, которым были хорошо известны лассо и петли, поэтому изобретенные в России контурные тепловые трубы, назвали по старой традиции loop heat pipes, что в обычном переводе на русский язык звучит, как нагретые трубочки петли (абсурд). Была создана международная ассоциация тепловых труб, в которой принимало участие АО «ИСС». Центр находится в г. Минск, республика Беларусь. ТТ представляет собой устройство, обладающее очень высокой теплопроводностью, ее свойства были по достоинству оценены, и выполнены серьезные исследования и разработки. Известны работы по ТТ президента ассоциации и других авторов на русском и английских языках, что является основой для разработки понятийного аппарата при переводе в области ТТ и других ИКСО.

В 1995 году НПО Прикладной механики (современное название - АО «ИСС») совместно с AlcatelSpace (современное название - ThalesAleniaSpace) выиграла тендер Европейской организации спутниковой связи EUTELSAT на разработку и изготовление геостационарного телекоммуникационного спутника «SESAT» (Siberian-EuropeanSatellite – сибирско-европейский спутник), предназначенного для обеспечения фиксированной связи в Центральной и Восточной Европе [1]. SESAT был построен на базе модифицированной спутниковой герметичной платформы «КАУР-4» (МСС-727), где полезная нагрузка находится в непроницаемом отсеке и охлаждение производится с помощью активной газожидкостной системы терморегулирования (СТР), обеспечивающей поддержание температуры на выходе теплоносителя из радиатора 27 ± 1 °С [2], что гарантирует колебания температуры аппаратуры в отсеке в пределах не более 10°С. 18 апреля 2000 года спутник был выведен на орбиту и 8 августа сдан в штатную эксплуатацию европейскому Заказчику. «SESAT» стал первым российским спутником с гарантийным 10-летним сроком активного существования (САС). Следует отметить, что спутник SESAT стал базой для разработки понятийного аппарата профессионального перевода по данной тематике в АО «ИСС».

Также необходимо отметить, что в настоящее время непрерывно растет спрос на космический мониторинг Земли, оперативность и доступность спутниковой информации. Любой желающий может найти подобную информацию в свободном доступе в сети интернет или, при желании, обратиться к специализированной компании, занимающейся космическим мониторингом, поскольку наземные средства не всегда могут в полной мере отражать достоверное состояние Земли. Кроме того, применение лишь наземных средств потребует больше времени и немалых денежных затрат при сборе информации, в то время как спутниковые системы обеспечивают точные, надежные и объективные данные, основываясь на которых

специалисты могут строить точные прогнозы и с такой же точностью локализовать возникающую проблему. Космический мониторинг – это неотъемлемая часть современной жизни. Поэтому, для исправного и продолжительного активного срока службы спутника, неотъемлемой и очень важной составляющей КА является ИКСО и ТТ. А при сотрудничестве с иностранными заводами, ориентированными на производство КА, необходимо развивать понятийный аппарат профессионального перевода, в частности по тематике ИКСО и ТТ[3].

Технический перевод является особым видом переводческой деятельности, основу которой составляют творческие и умственные способности переводчика, который должен исключать возможность произвольного толкования темы предмета и главной задачей для него является передача на другом языке всей информации без ее искажения [4]. В современном мире, мире научно технического прогресса постоянно возникают трудности при переводе терминологии, это главный фактор препятствий для коммуникации в сфере науки. Поэтому необходимо достигать максимальной близости при переводе терминологии научно-технических текстов, учитывать особенности и непрерывное освоение появляющихся новых терминов. По результатам исследования литературы в данной области, было установлено, что встречается перевод термина ТТ –тепловая трубка. Нами предлагается термин для ТТ–тепловая труба; для ИКСО– evaporation-condensingsystemsofrefrigeration. При производстве КА требуется более глубокое теоретическое исследование проблем формирования и развития в области профессионального перевода и подготовке кадров, что позволит развивать международное сотрудничество и опыт использования понятийного аппарата по тематике ИКСОКА и ТТ, в частности.

Также для усовершенствования качества переводов, нами исследованы несколько десятков компаний занимающихся разработкой коммерческих систем машинного перевода (МП), в их числе: Systran, IBM, L&H (Lernout&Hauspie), LanguageEngineeringCorporation, Transparent Language, NovaIncorporated, TridentSoftware, Atril, Trados, CaterpillarCo., LingoWare, AtaSoftware, Linguisticab.v. и др. На первом этапе пользователь работал на систему, а именно осваивал базовую функциональность, накапливал первоначальную базу переводов (преобразовывает ранее переведенные материалы в соответствующий формат) и создавал глоссарий. На втором этапе система начинает работать на пользователя. С увеличением базы переводов возрастает количество совпадений, уменьшается объем новых сегментов, следовательно, сокращается время, затрачиваемое на перевод, и увеличивается производительность. Автоматическое распознавание терминологии (как это реализовано в системе SDLMultiTerm) сводит к минимуму поиск терминов вручную.

В основе самых современных решений использовались 3 основные технологии:

- Память (или База) переводов (TranslationMemory, ТМ),
- Управление терминологией (Terminology Management), [5;6],
- Управление проектами (Project Management, Translation Management System, TMS).

В основе поиска совпадений лежит относительный параметр «Минимально допустимая степень совпадения» (MinimumMatchValue). При этом применяется специально разработанная в технологии ТМ система оценки совпадений сегмента в базе с сегментом в тексте (так называемое fuzzymatch – нечеткое совпадение, exactmatch – точное совпадение и perfectmatch – идеальное совпадение или совпадение контекста). Ранее переведенный текст является важным ресурсом для последующих переводов, поскольку многие повторяющиеся сегменты могут быть подобными или даже идентичными.

Критически важным требованием качественного перевода является точная терминология. Недостаточный уровень разработки теории управления в области изучения закономерностей построения и развития организационных структур управления обусловил нечеткость и многозначность понятийного аппарата профессионального перевода по тематике ИКСО КА и ТТ, что не только затрудняет проведение теоретических исследований в данной области, но и сдерживает практические работы по совершенствованию структур управления наукоемких предприятий специализированных на производстве КА, содержащих в большом количестве тепловые трубы (ТТ), представляющие собой ИКСО. Необходимые профессиональ-

ные компетенции нужно вырабатывать при подготовке кадров, учитывая особенности управления в педагогических системах [7-9], интегрированный подход в кадровой политике [10].

Также нами было установлено, что при внедрении автоматизированного перевода эффективность работы переводчика может увеличиться в два раза, поскольку система накопления данных (база данных) позволяет преобразовать большие объемы текста автоматически, почти не требуя редакции специалиста [11;12].

References

1. Dvirnyy, V. V., Golovanova, V. V., Petyayeva, N. N. [Innovation and information technologies in the field of evaporation-condensation devices]. Innovatsionno-informatsionnyye tekhnologii v oblasti isparitelno-kondensatsionnykh ustroystv. [Materialy XX-th Yubileynoy mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii «Pamyati konstruktora raketno-kosmicheskikh sistem M.F. Reshetneva ». – Krasnoyarsk.– 2016. – P. 451–452.

2. Chebotarev V. E., Kosenko V. E. Osnovy proyektirovaniya kosmicheskikh apparatov informatsionnogo obespecheniya [Fundamentals of the design of space vehicles for information support]. Ucheb. Posobiye . – Krasnoyarsk: SGU Publ., 2011. – 488 p. (In Russ.).

3. Dvirnyy, V. V., Elfimova, M. V., Iskakova, A. S. Vozmozhnoye primeneniye aerokosmicheskogo mobilnogo kompleksa dlya kruglosutochnogo monitoringa pozharov [Possible application of the aerospace mobile complex for round-the-clock monitoring of fires]– Zheleznogorsk:Sib.inst-t of fire safety-branch of the Ministry of Emergency Measures of Russia, 2011. – P. 107–113(In Russ).

4. Antipov, A. A. Osobennostiperedachikosmicheskikhterminov s angliyskogoyazykanarusskiy [Features of the transfer of space terms from English into Russian]. – Moscow, Vestnik Publ.– No. 1. – 1995. – P.116–120. (In Russ).

5. Martin,Dzh. Organizatsiyabazdannykh v vychislitelnykhsistemakh [Organization of databases in computer systems]. – Moscow: Mir Publ., 1980. – 655 p.

6. Electronic textbook StatSoft. Available at: <http://www.Sci-article.ru> (accessed 15.07.2017).

7. Kukushkin, S. G. [Formation of the continuous professional education system in JSC "ISS" and its functioning under market conditions]. // Sibirskiy pedagogicheskizhurnal, 2010. – No. 3. – P. 342–349 (In Russ.).

8. Kukushkin, S. G., Lukyanenko, M. V., Churlyayeva, N. P. Upravleniye v pedagogicheskikh sistemakh [Management in pedagogical systems]. – Krasnoyarsk:SibGau, Publ., 2009. – 239 p. (In Russ.).

9. Kukushkin, S. G., Lukyanenko, M. V., Churlyayeva, N. P. Realizatsiyamnogourovnevoy podgotovki spetsialistov v OAO «ISS» v ramkakh sistem nepreryvnogo professionalnogo obrazovaniya [Implementation of multilevel training of specialists in JSC "ISS" within the framework of continuous professional education]. – Moscow, MAI Publ., 2011. – 150–169 p. (In Russ.).

10. Kukushkin, S. G., Podverbnykh, U. S., Samokhvalova, S. M. [Formation of the innovative readiness of the personnel management system to implement the projects of the enterprise of the rocket and space complex]. – Vestnik SibGAU, Publ., 2014. – No. 482. – P. 239–244 (In Russ.).

11. Solovyeva, A. V. Professionalnyy perevod s pomoshchyu kompyutera [Professional translation using a computer]. – Sankt-Peterburg Publ. – 2008. – P. 137–141.

12. Belonogov, G. G., Gilyarevskiy R. S., Egorov V. S. Avtomaticheskyy perevod narusskiy yazyk angliyskiykh zaprosov i ikh formalizatsiyapri poiske informatsii v russkoyazychnykh referativnykh bazakh dannykh [Automatic translation on Russian language for English-language queries and their formalization in the retrieval of information in the Russian language abstract databases.]. – M.: VINITI, 2000. – 20 p.

ONLINE SOFTWARE FOR CALCULATING THERMAL COMFORT

ОНЛАЙН ПРОГРАММЫ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕПЛООВОГО КОМФОРТА

Poddubny R.A. ¹ , master Sulin A.B. ² , Dr.Sc, professor	Поддубный Р.А. ¹ , магистр Сулин А.Б. ² , д-р техн. наук, профессор
ITMO University, Russia, 191002, St. Petersburg, Lomonosov str., 9	Университет ИТМО, Россия, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9
E-mail: poddubniy.rodion94@yandex.ru, miconta@rambler.ru	

Abstract

This article provides an overview of software products for analyzing thermal comfort, which are based on common standards. Among them we can distinguish: GOST R ISO 7730-2009, the standard ANSI / ASHRAE Standard 55 and EN 15251: 2007. The online calculators (CBE Thermal Comfort Tool, CBE Setpoint Savings Calculator) allow analyzing thermal comfort. Calculator conduct a comprehensive assessment of the microclimate and helps to predict energy savings.

Аннотация

В данной статье представлен обзор программных продуктов для анализа теплового комфорта, которые основаны на распространённых стандартах. Среди них можно выделить: ГОСТ Р ИСО 7730-2009, стандарт ANSI/ASHRAE Standard 55 и EN 15251:2007. Приведенные онлайн калькуляторы (CBE Thermal Comfort Tool, CBE Setpoint Savings Calculator) позволяют проводить анализ теплового комфорта, проводить комплексную оценку микроклимата и помогают спрогнозировать экономию электроэнергии.

Тепловой комфорт в помещении определяет условия труда или отдыха и соответственно эффективность трудовой деятельности или качество отдыха. Тепловые ощущения человека в основном связаны с температурным балансом его тела в целом. На этот баланс влияют личностные факторы (скорость процессов метаболизма в организме, теплоизоляционные характеристики одежды) и параметры микроклимата окружающей среды (температура воздуха, влажность, подвижность, температура ограждений). Для комплексной оценки теплового комфорта могут использоваться различные стандарты

Среди самых распространённых стандартов для оценки микроклимата можно выделить: ISO 7730:2005(E) [1] и его российский аналог ГОСТ Р ИСО 7730-2009 [2] «Аналитическое определение и интерпретация комфортности теплового режима с использованием расчёта показателей PMV и PPD и критериев локального теплового комфорта», разработанные Американским обществом инженеров по отоплению, охлаждению и кондиционированию воздуха стандарт ANSI/ASHRAE Standard 55 [3] «Термические условия окружающей среды для человека» и Европейским комитетом по стандартизации – EN 15251:2007 «Исходные параметры внутренней среды для проектирования и оценки энергетической характеристики зданий, относительно качества воздуха внутри помещения, тепловой среды, освещения и акустики» [4].

Целью нашего исследования было провести обзор интерактивных программных продуктов, которые можно использовать для тепловых расчетов и оценки теплового комфорта.

Для оценки параметров микроклимата в работе [5] введено понятие матриц изокомфортных значений параметров микроклимата. Данные матрицы представляют собой сово-

купность параметров микроклимата и личностных параметров, соответствующих заданному уровню комфорта.

Для расчета и получения матриц можно использовать программу в табличном редакторе Microsoft Excel [6], которая была разработана сотрудниками ФГУП НИИ промышленной и морской медицины Федерального медико-биологического агентства. позволяет вычислять составляющие теплового баланса и индексы теплового комфорта PMV и PPD в соответствии с положениями ГОСТ Р ИСО 7730-2009. Расчет индексов (рисунок 1) базируется на решении уравнения теплового комфорта П.О. Фангера [7].

Вводимые величины							Расчётные величины													
Измеренные			Определённые				Вспомогательные					Итерационный расчёт средней температуры одежд								
ta, °C	tr, °C	Va, м/с	Ya, %	M, Вт/м²	Icl, кло	Pa, Па	Var, м/с	W, Вт/м²	ts, °C	fcl	tcl1(17), °C	tcl2(17), °C	Δtcl(17), °C	tcl(17), °C	tcl1(18), °C	tcl2(18), °C	Δtcl(18), °C	tcl(18), °C	hc, Вт/м²K	tcl, °C
22,00	22,00	0,10	60,00	69,60	0,50	1585,86	0,10	0,00	33,75	1,10	28,96	28,96	0,00	28,96	28,97	28,97	0,00	28,97	3,87	28,96
Показатели теплового обмена																			Индексы комфорта	
Ed, Вт/м²	Esw, Вт/м²	Eres, Вт/м²	L, Вт/м²	C, Вт/м²	R, Вт/м²	Σ, Вт/м²	B, Вт/м²	PMV, бал	PPD, %											
11,16	4,81	5,07	1,17	29,59	32,25	84,05	-14,45	-0,76	17,22											

Рисунок 1 – Пример расчета индексов теплового комфорта PMV и PPD в табличном редакторе MicrosoftExcel

SVE Thermal Comfort Tool [8] – онлайн калькулятор, созданный для выполнения тепловых расчетов и получения графической информации (рисунок 2). Расчеты теплового комфорта производятся в соответствии со стандартами ASHRAE 55-2013 и EN15251. Описание работы калькулятора теплового комфорта опубликовано группой учёных Центра Искусственной Среды Калифорнийского университета в Беркли [9]. В данной программе доступны две модели расчетов: метод PMV/PPD и адаптивная модель комфорта.

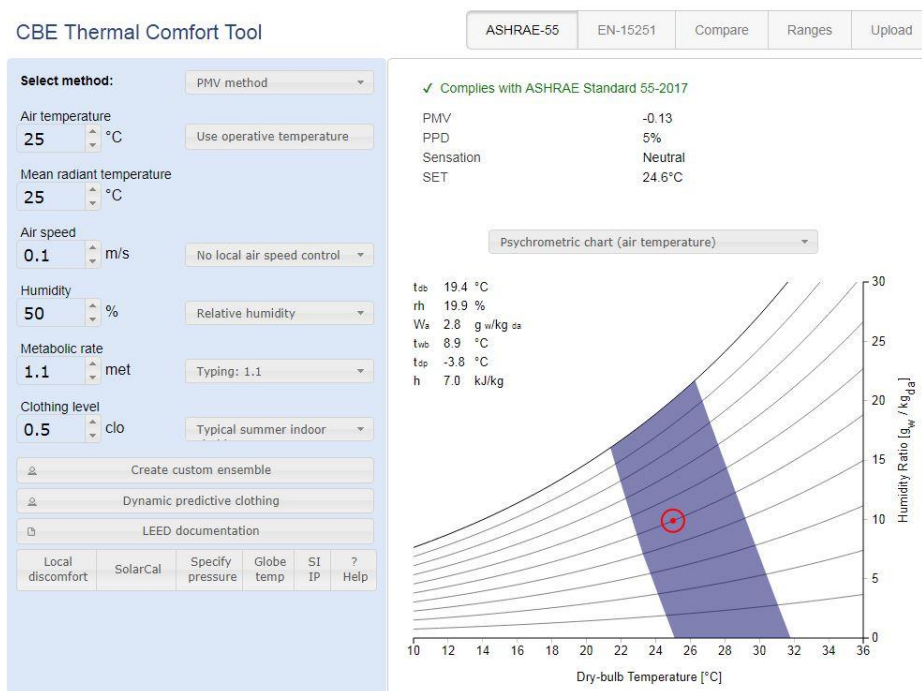


Рисунок 2 – Онлайн калькулятор СВEThermalComfortTool

Интерфейс веб-инструмента можно разделить на 3 основные части:

- Раздел пользователя (исходные данные для расчета теплового комфорта);
- Результаты расчета (результаты расчета калькулятора, которые зависят от выбранного стандарта и метода оценки);
- Визуализация условий теплового комфорта (психометрические или адаптивные диаграммы).

Данный калькулятор позволяет не только оценить условия теплового комфорта, но и может быть использован для подбора оптимальных режимов работы систем кондиционирования воздуха.

Для оценки потенциальной экономии энергии на основе расширения температуры мертвой зоны термостата специалистом Центра Искусственной Среды Калифорнийского университета в Беркли Тайлером Хойтом совместно с Building Robotics разработан интерактивный онлайн калькулятор CBE Setpoint Savings Calculator [10] (рисунок 3).

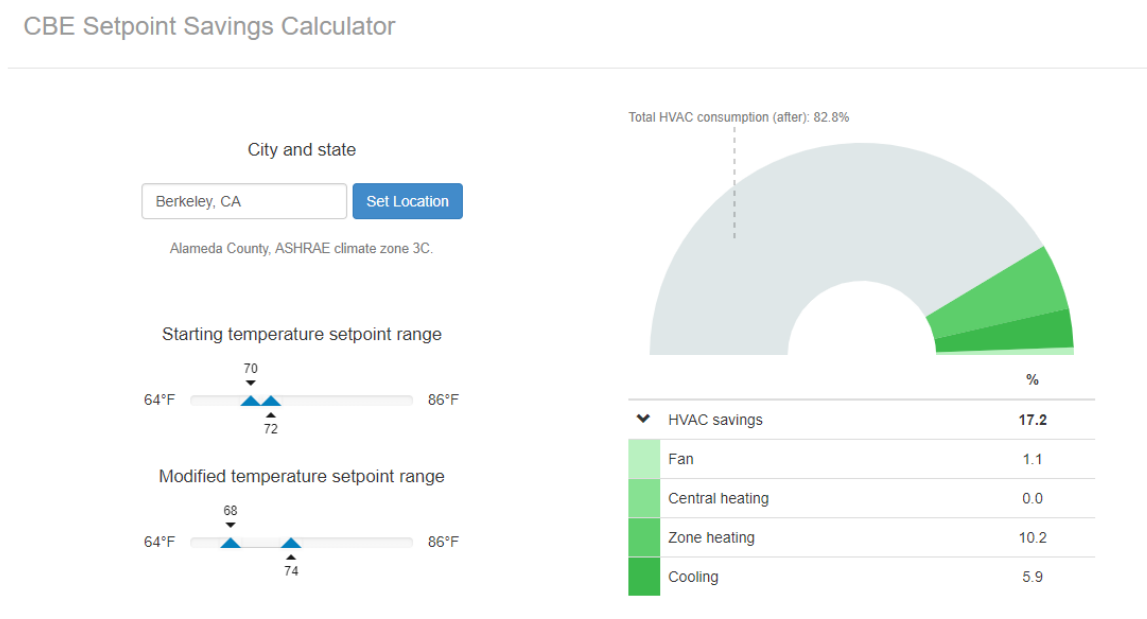


Рисунок 3 – Веб-инструмент CBE Setpoint Savings Calculator

Для разработки калькулятора было использовано программное обеспечение EnergyPlus, с помощью которого проводилось моделирование. Изменяя контрольные параметры и ориентируясь на справочные модели, созданные Министерством энергетики США (DOE) [11], было проведено около 1700 моделирований. Результаты исследования и анализа были представлены в научной работе [12].

Калькулятор имеет удобный для пользователя интерфейс. Сначала пользователи выбирают климатическую зону, задавая город и штат США, для указания штата используется код (таблица 1). После этого устанавливается начальный диапазон температур (базовый пример). Затем, изменяя диапазон температур в интерактивном режиме, можно оценивать энергосбережения. Результаты рассматриваются как процент от общей экономии энергии HVAC, а также разделяются на четыре основные подкатегории: вентиляция, центральное отопление, обогрев зон, охлаждение.

Таблица 1 – Почтовые коды штатов США

№	Штат	Код	№	Штат	Код	№	Штат	Код
1	Айдахо	ID	18	Индиана	IN	35	Нью-Гэмпшир	NH
2	Айова	IA	19	Калифорния	CA	36	Нью-Джерси	NJ

3	Алабама	AL	20	Канзас	KS	37	Нью-Йорк	NY
4	Аляска	AK	21	Кентукки	KY	38	Нью-Мексико	NM
5	Аризона	AZ	22	Колорадо	CO	39	Огайо	OH
6	Арканзас	AR	23	Коннектикут	CT	40	Оклахома	OK
7	Вайоминг	WY	24	Луизиана	LA	41	Орегон	OR
8	Вашингтон, округ Колумбия	DC	25	Массачусетс	MA	42	Пенсильвания	PA
9	Вашингтон, штат	WA	26	Миннесота	MN	43	Род-Айленд	RI
10	Вермонт	VT	27	Миссисипи	MS	44	Северная Дакота	ND
11	Виргиния	VA	28	Миссури	MO	45	Северная Каролина	NC
12	Висконсин	WI	29	Мичиган	MI	46	Теннесси	TN
13	Гавайи	HI	30	Монтана	MT	47	Техас	TX
14	Делавэр	DE	31	Мэн	ME	48	Флорида	FL
15	Джорджия	GA	32	Мэриленд	MD	49	Южная Дакота	SD
16	Западная Виргиния	WV	33	Небраска	NE	50	Южная Каролина	SC
17	Иллинойс	IL	34	Невада	NV	51	Юта	UT

Таким образом, проведенный обзор программных продуктов для анализа теплового комфорта позволяет использовать новые инструменты для комплексной оценки микроклимата и оценивать потенциальную экономию энергии.

Список литературы

1. ISO (2005). ISO 7730:2005. Ergonomics of the thermal environment – Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria. – International Organization for Standardization, 7730, 1-52.
2. ГОСТ Р ИСО 7730-2009. Аналитическое определение и интерпретация комфортности теплового режима с использованием расчёта показателей PMV и PPD и критериев локального теплового комфорта. – М.: Стандартинформ, 2011.– 38 с.
3. ANSI/ASHRAE (2010). ANSI/ASHRAE 55-2010: Thermal environmental conditions for human occupancy, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 55.
4. CEN (2007). EN 15251-2007, Criteria for the indoor environment including thermal, indoor air quality, light and noise. – European Committee for Standardization, 15251.
5. Поддубный, Р.А., Рябова, Т.В., Сулин, А.Б. Построение матриц изокофортных значений параметров микроклимата // Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. – 2016. – Т. 41. – № 2. С. – 68–74.
6. Индексы теплового комфорта: Методические указания к контрольной работе для студентов всех специальностей факультета холодильной, криогенной техники и кондиционирования очной и заочной форм обучения / А. Б. Сулин, Т. В. Рябова, А. К. Рубцов, А. А. Никитин. – СПб.: Университет ИТМО, 2016. – 30 с.
7. Индексы теплового комфорта: Методические указания к контрольной работе для студентов всех специальностей факультета холодильной, криогенной техники и кондиционирования очной и заочной форм обучения / А. Б. Сулин, Т. В. Рябова, А. К. Рубцов, А. А. Никитин. – СПб.: Университет ИТМО, 2016. – 30 с.
8. CBE Thermal Comfort Tool ASHRAE-55 [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://comfort.cbe.berkeley.edu/>, свободный. – Загл. с экрана.

9. Schiavon, S., T. Hoyt, and Piccioli A.. Web application for thermal comfort visualization and calculation according to ASHRAE Standard 55 // Building Simulation. – 2014. – Volume 7, Issue 4. – P. 321–334.

10. CBE Setpoint Savings Calculator [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://comfort.cbe.berkeley.edu/energycalc/>, свободный. – Загл. с экрана.

11. Deru, M., Field, K., Studer, D., Benn,e K., Griffith, B., Torcellini, P., Liu, B., Halverson, M., Winiarski, D., Rosenberg, M., Yazdanian, M., Huang, J., Crawley, D. U.S. Department of Energy Commercial Reference Building Models of National Building Stock. – NREL Report TP5500-46861.

12. Hoyt, T., E. Arens, and Zhang H. Extending air temperature setpoints: Simulated energy savings and design considerations for new and retrofit buildings // Building and Environment. – September. – 2014.

УДК 621.565.93.95

PROBLEMS AND PROSPECTS OF APPLICATION OF TRANSCRITICAL REFRIGERATING SYSTEMS IN UKRAINE

ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ТРАНСКРИТИЧЕСКИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ СИСТЕМ В УКРАИНЕ

<p>Potapov V.O., Dr. of technical sciences, Professor Petrenko O.V., PhD, Sc. Associate Professor Semeniuk D.P., PhD, Sc. Associate Professor</p>	<p>Потапов В.А., д.т.н., профессор Петренко Е.В., к.т.н., доцент Семенюк Д.П., к.т.н., доцент</p>
<p>Kharkiv State University of Food Technology and Trade, Ukraine, 61045, Kharkiv, str. Klochkovskaya, 333</p>	<p>Харьковский государственный университет питания и торговли, Украина, 61045, Харьков, ул. Клочковская, 333</p>

Abstract

The structural features of the equipment included in the transcritical booster refrigerating systems are considered and analyzed. Particular attention is paid to measures that ensure the operation of the system at high pressures.

Аннотация

Рассмотрены и проанализированы конструктивные особенности оборудования, входящего в состав транскритических бустерных холодильных систем. Особое внимание уделено мероприятиям, обеспечивающим работу системы при высоких давлениях.

К началу 1980-х лет хладагенты групп хлорфторуглеводо (ХФУ) и гидрохлорфторуглеродов (ГХФУ) занимали доминирующее положение в холодильной промышленности и рассматривались как рабочие вещества, которым присущи только преимущества в сравнении с другими хладагентами. Однако в середине 1980-х годов, когда ученые начали изучать влияние ХФУ и ГХФУ на окружающую среду, эти хладагенты стали предметом обеспокоенности в связи с глобальными проблемами: повышением парникового эффекта и возможным разрушением озонового слоя Земли. В связи с мероприятиями, которые применяются мировым

сообществом для сокращения производства и потребления озоноразрушающих веществ и парниковых газов, все большее значения приобретают природные хладагенты: воздух, вода, углеводороды, двуокись углерода и аммиак [1].

Двуокись углерода (углекислый газ, CO_2 , R744) – один из наиболее перспективных природных хладагентов. Он не воспламеняется, не разрушает озоновый слой, имеет низкий потенциал глобального потепления (ПГП=1), при этом опасен для здоровья в концентрациях, которые превышают 5% по объему. R744 можно использовать в качестве рабочего вещества в системах кондиционирования автомобилей и жилых помещений, в тепловых насосах, системах холодоснабжения предприятий ритейла и пищевой индустрии, вендинг торговли [1].

CO_2 как хладагент может использоваться в холодильных системах разных типов, как субкритических, так и транскритических [2]. При применении CO_2 в качестве хладагента для любых типов холодильных систем необходимо учитывать, как тройную, так и критическую точку. При давлении 5,2 бар и температуре $-56,6^\circ\text{C}$ CO_2 достигает своей тройной точки, где все три фазы существуют в равновесном состоянии. При температуре $+31,1^\circ\text{C}$ и давлении 73,6 бар CO_2 достигает своей критической точки. В этой точке плотность CO_2 в жидкостной и паровой фазе одинакова, расхождение между двумя фазами исчезает и CO_2 существует в транскритической фазе, т.е. CO_2 не может конденсироваться при температуре выше 31°C [2].

Свойства CO_2 отличаются от свойств ГФУ. Основной проблемой для проектировщиков является высокое рабочее давление, с другой стороны, CO_2 присущи высокие термодинамические показатели и низкие потери давления, что дает возможность создания высокоэффективных холодильных систем.

Наиболее широко CO_2 применяется в каскадных системах, разработанных для промышленных холодильных установок. Это обусловлено тем, что диапазон рабочих давлений для данного случая разрешает использовать стандартное оборудование (компрессоры, регуляторы и клапаны), имеющееся в продаже. Как правило, на высокотемпературной стороне используются хладагенты HC, HFC или NH_3 на низкотемпературной стороне используется CO_2 [3].

Отличительной особенностью холодильных систем, работающих по транскритическому циклу на CO_2 , является применение только одного хладагента – CO_2 .

Транскритические холодильные системы на CO_2 получили широкое распространение в системах холодоснабжения предприятий ритейла (больше 7500 действующих объектов по всему миру) [2]. По сравнению с традиционными установками на ГФУ хладагентах, в умеренном климате применение транскритической системы позволяет снизить годовое энергопотребление на 15-20% [4]. Также необходимо отметить высокий потенциал рекуперации тепла, который в большинстве случаев полностью обеспечивает потребность магазина в отоплении и горячем водоснабжении.

В данной статье авторами рассмотрен вопрос возможности применения транскритических холодильных систем в климатических условиях Украины и проанализированы проблемы реализации существующих проектных решений.

Рассмотрим особенности работы транскритической холодильной системы, принципиальная схема которой изображена на рис. 1 [2]. В теплый период года, при температуре окружающей среды (T_{oc}) выше $+25-27^\circ\text{C}$, CO_2 нагнетаемый в газоохладитель (2), не может быть сконденсирован, из-за того, что при таких условиях хладагент находится в транскритическом состоянии. Соответственно в теплообменном аппарате происходит только охлаждение транскритического CO_2 до температуры на $3-5^\circ\text{C}$ выше T_{oc} . Далее, после расширения в вентиле высокого давления (3), транскритический CO_2 разделяется на два фазовых состояния: жидкость и газ. «Избыточный» газ, который образовался в ресивере (4) отправляется по байпасной линии через пропускной вентиль (5) в линию всасывания высокого давления. Если температура окружающей среды (T_{oc}) ниже $+20^\circ\text{C}$, то CO_2 конденсируется в газоохладителе и в жидком виде отправляется в ресивер.

Сегодня наиболее широкое распространение получили транскритические бустерные холодильные системы. Бустерной системой называется такая система, где есть две стадии сжатия одного хладагента: CO_2 нагнетается компрессором низкого давления на порт всасы-

вания компрессора высокого давления (1). В данной холодильной системе можно выделить 4 уровня проектных давлений (см. рис. 1).

Секция высокого давления, на рис. выделено красным цветом, начинается от компрессора высокого давления (1), проходит через газоохладитель (2), и заканчивается вентилем регулирования высокого давления (3). Расчетное давление в этой секции, как правило, составляет от 90 до 120 бар, рабочее от 45 до 100 бар.

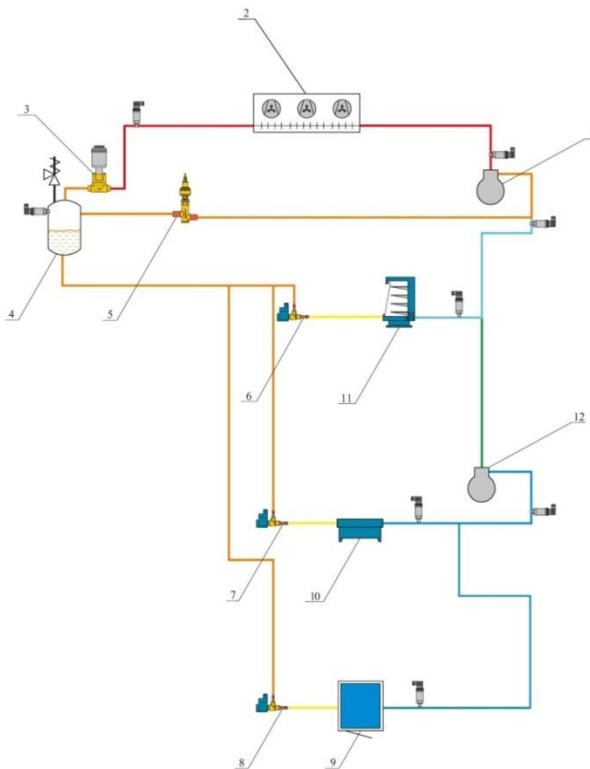


Рисунок 1 – Принципиальная схема транскритической холодильной системы

Секция промежуточного давления, на рисунке выделено оранжевым цветом, идет от вентиля высокого давления (3) где поток разделяется на газ и жидкость в ресивере (4). Газообразная фаза отводится во всасывающую линию компрессора высокого давления через пропускной вентиль (5). Жидкая фаза подается в расширительные вентили (6, 7, 8), где происходит ее расширение перед подачей в низкотемпературный (9, 10) и среднетемпературный (11) испарители.

Расчетное давление в этой секции составляет 90 бар (при условии, если не нужно охлаждение ресивера при простое холодильной системы) или 60 бар (при наличии вспомогательной системы охлаждения ресивера), рабочее давление от 30 до 40 бар.

Секция среднего давления, на рисунке выделено голубым цветом, идет от среднетемпературного испарителя (11) на сторону всасывания среднетемпературного компрессора (1). Предельное давление 60 бар, рабочее от 20 до 30 бар.

Секция низкого давления, на рисунке выделено синим цветом, идет от низкотемпературных испарителей (9, 10) к вентилям регулирования давления и на сторону всасывания низкотемпературного компрессора (12). Как видно из рисунка газ из низкотемпературных испарителей сжимается в низкотемпературном компрессоре (12) и смешивается с газами, которые поступают из среднетемпературного испарителя и байпасной линии. Отсюда газ подается во всасывающую линию компрессора высокого давления и заполняет контур. Предельное давление 45 бар, рабочее от 10 до 16 бар.

Как видно из приведенного выше, существуют некоторые отличия и конструктивные особенности транскритической бустерной холодильной системы на CO_2 по сравнению с традиционными холодильными системами, в первую очередь это связано с высоким давлением в системе.

Главным отличием транскритической бустерной холодильной системы является теплообменный аппарат – газоохладитель, предназначенный для охлаждения, сжатого до высокого давления холодильного агента. Конструкция газоохладителя, по сравнению с существующими традиционными конденсаторами, намного более сложная, из-за высокого рабочего давления, (до 150 бар), что почти в 4 раза выше, и высокой температуры (+150°C) что 2 раза выше, и имеет ряд особенностей. Корпус газоохладителя должен быть изготовлен из высокопрочных материалов, трубки для охлаждения CO₂ из меди, оребрение из алюминия и обладать способностью выдерживать давление 120 бар. В то же время газоохладитель может обеспечить значительно более высокий уровень отвода теплоты и малый расход воздуха при соответственно более низкой мощности вентилятора. Снижение расхода воздуха дает значительные преимущества с точки зрения снижения фронтальной площади оребрения и уменьшение затрат энергии на вентиляторы. Это дает возможность использовать один вентилятор вместо нескольких, уменьшить габариты (на 50%) за счет уменьшения в 2 раза фронтального сечения и удвоения рядов трубок, при этом поверхность теплообмена практически остается неизменной, затраты энергии на вентиляторы (на 66%) и уровень шума (на 4,8 дБ) [5].

При проектировании очень важно правильно рассчитать внутренний объем газоохладителя потому, что от него напрямую зависит размер ресивера. В газоохладителе происходит радикальное изменение средней плотности газа CO₂, состояние которого изменяется от транскритического до субкритического, определяя тем самым размер ресивера.

В системах на CO₂ ресивер выполняет еще и функцию отделителя жидкости, где с помощью силы тяжести жидкость отделяется от газа, в нем поддерживается определенный уровень жидкости, которая потом подается на испарители, а газ отсасывается компрессором.

Поток CO₂ подается в испарители или благодаря разности давлений (системы с непосредственным кипением), или с помощью насоса. Поскольку CO₂ имеет более высокие рабочие давления, чем большинство других хладагентов при соответствующих температурах, то это необходимо учитывать при определении рабочего давления системы на стадии проектирования. Давление в ресивере необходимо регулировать клапаном с шаговым двигателем и быть выше величины давления кипения в среднетемпературных испарителях, для обеспечения разности давлений на среднетемпературном расширительном клапане. С другой стороны, это давление должно быть ниже величины, заложенной при проектировании.

Еще одним весомым конструктивным отличием является необходимость поддержания промежуточного давления в ресивере транскритической холодильной системы в случае ее простоя.

Для большинства холодильных установок, которые работают на традиционных хладагентах, остановка не влечет за собой повышение максимального рабочего значения давления для компонентов системы. Для системы на CO₂ давление при простое может достигать величины 65-80 бар (что соответствует температуре 25-30°C). Это превышает величину максимального рабочего давления большинства компонентов системы и требует дополнительных мер для снижения и поддержания оптимального давления.

Существует два главных фактора, которые определяют давление CO₂ при простое: температура окружающей среды, степень заправки системы.

Пока CO₂ находится в жидком состоянии, давление в системе будет равняться давлению насыщения, при соответствующей температуре окружающей среды (например, если температура окружающей среды равна 20°C, то давление будет приблизительно 57 бар).

Если CO₂ находится в виде ненасыщенного газа, то его давление растет медленно, при этом величина давления выше, чем у традиционных хладагентов при тех же самых условиях. Например, если весь жидкий CO₂ превратится в газ при температуре 0°C, то соответственно его давление будет равняться 34,8 бар. Если потом окружающая температура вырастет до 30°C, то величина давления увеличится только до 42,5 бар. Этот принцип может быть использован для ограничения роста давления в системе при условии заправки в систему ограниченного количества хладагента, а для поддержки приемлемого уровня давления необходимо предусмотреть дополнительный расширительный ресивер для CO₂. Когда давление в

системе увеличится, хладагент CO_2 перепускается в этот ресивер через специальный клапан. Главное условие – большие размеры расширительного ресивера, необходимые для принятия количества хладагента достаточного для поддержания постоянного давления в системе. При запуске системы газ CO_2 возвращается во всасывающую линию через регулятор давления, на котором установлено специальное регулирующее устройство [2].

Наиболее распространенными способами поддержки давления при остановке транскритической холодильной установки являются вспомогательная система охлаждения ресивера и частичное сбрасывание CO_2 в атмосферу [2].

При увеличении давления в системе небольшое количество CO_2 может быть удалено в атмосферу, прежде чем он достигнет предельно допустимой расчетной величины, предусмотренной проектом. При этом происходит охлаждение жидкого CO_2 оставшегося в ресивере благодаря закипанию.

Для коммерческих холодильных систем (например, систем супермаркетов или гипермаркетов, распределительных складов и т.д.) при охлаждении ресивера хладагента CO_2 используется компрессорно-конденсаторный агрегат небольшой холодопроизводительности. Когда давление в системе при простое начинает расти, запускается вспомогательная холодильная установка для охлаждения ресивера с хладагентом CO_2 , тем самым не давая давлению превысить максимально допустимый уровень [2].

Испарители транскритических холодильных установок не подвергаются воздействию высоких давлений. Обычно максимальное рабочее давление лежит в пределах 45...60 бар. Такое давление не требует специальной конструкции испарителя, а только некоторой корректировки толщины и диаметра труб. Благодаря эффективности CO_2 , размеры трубопроводов установок могут быть существенным образом уменьшены. Обычно диаметр составляет от 3/8" до 5/8", и для обеспечения необходимой производительности можно использовать испарители меньших размеров [5].

Бустерные системы требуют особой конструкции трубопроводов для того, чтобы компрессор низкой ступени смог сжать хладагент и подать его на всасывание компрессора высокой ступени, экономя энергию и работу.

Размеры компонентов (труб, трубопроводной арматуры и элементов автоматики) на газовых линиях в холодильных установках на CO_2 меньше, по сравнению с установками на традиционных хладагентах, компоненты жидкостных линий не отличаются по размеру. Например, для установки холодопроизводительностью 250 кВт при температуре кипения -40°C диаметр всасывающей трубы на аммиаке составляет 125 мм, а на CO_2 – 65 мм. При этом диаметры труб жидкого хладагента после ресивера будут соответственно 32 и 65 мм.

Особого внимания заслуживает вопрос предотвращения попадания влаги в холодильную систему [6]. Влага в системах из CO_2 может создавать довольно серьезные проблемы. При взаимодействии с CO_2 влага образует угольную кислоту, которая подвергает коррозии трубопроводы. Несмотря на то, что давление в системах CO_2 намного выше атмосферного, влага может проникать внутрь одним из следующих способов:

- вместе с хладагентом при заправке (зависит от степени сухости CO_2);
- через сальники за счет разности парциального давления;
- во время замены вставок фильтров. Это особенно важно учитывать, ведь CO_2 считается безопасным хладагентом, поэтому во время проведения работ по техническому обслуживанию не предусмотрены строгие меры безопасности;
- во время заправки смазочного масла в компрессор.

Максимально допустимое количество влаги в системе CO_2 меньше, чем в системах с другими традиционными хладагентами. Если содержимое влаги превысит точку росы, и температура в системе будет ниже 0°C, влага будет замерзать, что приведет к осложнениям (в частности, будут забиваться пилотные каналы регулирующих приборов, например, клапанов). Вода легко может быть удалена из системы с помощью стандартных адсорбционных фильтров осушителей, эффективность работы которых на CO_2 очень высока. Для контроля

влажности также можно применять стандартные смотровые стекла, рассчитанные на более высокие рабочие давления.

Необходимо отметить еще одну важную конструктивную особенность – возможность в транскритических системах на CO_2 эффективно использовать рекуперацию теплоты для получения горячей воды для технологических нужд и подогрев теплоносителя для отопления. В отличие от фреоновых машин, где существуют проблемы, связанные с получением высокопотенциальной теплоты, на холодильных машинах, работающих в транскритическом цикле на CO_2 , таких проблем нет. Вся теплота является высокопотенциальной, поэтому фактически можно использовать весь перегрев, отключая, при необходимости газоохладитель.

Конструктивно это может быть реализовано следующим образом [2], перед газоохладителем на линии высокого давления устанавливают один или два теплообменных аппарата для отвода теплоты (см. рис. 2).

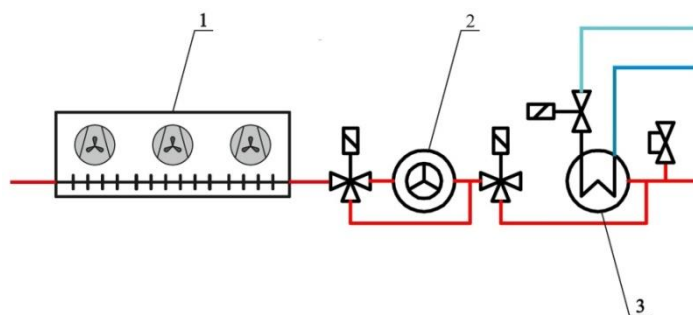


Рисунок 2 – Вариант конструктивной реализации рекуперации теплоты:
1 – газоохладитель; 2 – теплообменник воздушный; 3 – теплообменник водяной

Трехходовые клапаны перепускают CO_2 , который нагнетается компрессорами в теплообменники согласно текущей потребности в отоплении и горячем водоснабжении. Избыточное тепло отправляется в газоохладитель.

Учитывая рост роли природных хладагентов, можно отметить важность разработки проектных решений холодильных систем на CO_2 приспособленных для работы в климатических условиях Украины. Во время проектирования транскритических бустерных систем необходимо учитывать конструктивные особенности оборудования входящего в их состав.

Дальнейшие исследования будут направлены на разработку решений с целью повышения энергетической эффективности транскритических бустерных холодильных систем и изучение особенностей их правильной и безаварийной эксплуатации.

Список литературы

1. «ASHRAE Position Document on Refrigerants and their Responsible Use», available at: <https://www.ashrae.org>.
2. Системы охлаждения на CO_2 для продовольственных магазинов розничной торговли [Электронный ресурс]. – Режим доступа : www.danfoss.com/CO2.
3. Брайдерт, Г. Й. Проектирование холодильных установок. Расчёты, параметры, примеры / Г. Й. Брайдерт. – М. : Техносфера, 2006. – 336 с.
4. CO_2 переживает второе открытие [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.guentner.ru/nou-khau/innovacii-i-tehnologii/khladagent-co2-nastupaet>.
5. Fillipini, S. Воздушные теплообменники для холодильных циклов на CO_2 / S. Fillipini, U. Merlo // Холодильная техника. – 2014. – № 1. – С. 39–43.
6. Hinde, D., Zha, Sh., La, L. Carbon dioxide in North American supermarkets // ASHRAE Journal. – Vol. 51. – February, 2009.

THE ANALYTICAL MODEL OF ICE FRACTION IN FOODSTUFFS

АНАЛИТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДОЛИ ВЫМОРОЖЕННОЙ ВОДЫ В ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТАХ

<p>Potapov V.O., Dr. of technical sciences, Professor Semeniuk D.P., PhD, Sc. Associate Professor Romanov O.O., Master's student</p>	<p>Потапов В.А., д.т.н., профессор Семенюк Д.П., к.т.н., доцент Романов О.О., магистрант</p>
<p>Kharkiv State University of Food Technology and Trade, Ukraine, 61045, Kharkiv, str. Klochkovskaya, 333</p>	<p>Харьковский государственный университет питания и торговли, Украина, 61045, Харьков, ул. Клочковская, 333</p>

Abstract

The analytical equation for calculating the ice fraction in the process of freezing foodstuffs is obtained. The model is based on classical thermodynamic equations describing a nonideal system solution-crystal with eutectic. The experimental data on the ice fraction in beef are compared with the proposed model and known equations based on Raoult's law and on empirical Chyzhov's model. It is shown that the proposed model has a greater accuracy of approximation of the experimental data and allows to analyze the effect of the chemical composition of foodstuffs on the freeze-thawing processes.

Аннотация

Получено аналитическое уравнение для расчета количества вымороженной воды в процессе замораживания пищевых продуктов. Модель основана на классических термодинамических уравнениях, описывающих систему – неидеальный раствор-кристалл с эвтектикой. Проведено сравнение экспериментальных данных по доле вымороженной влаги в говядине с предложенной моделью и известными уравнениями на основе закона Рауля и эмпирической моделью Чижова. Показано, что предложенная модель имеет большую точность аппроксимации экспериментальных данных и позволяет анализировать влияние химического состава пищевых на процессы замораживания-размораживания.

Сегодня в связи с ускоренным ритмом жизни населения на мировом продовольственном рынке все больше повышается спрос на замороженные пищевые продукты. Несмотря на существенные технико-технологические возможности холодильной обработки, при замораживании необратимо происходит ряд нежелательных изменений, вызванных необратимыми биохимическими процессами, которые сопровождают фазовые переходы при замораживании-размораживании. Для совершенствования процессов холодильной обработки необходимо знать их динамику этих процессов. Проблема моделирования этих процессов для биологического сырья вызвана трудностями аналитического описания этих процессов. Это обусловлено гетерогенностью пищевого сырья по составу, физическо-химическим характеристикам, функционально-технологическими свойствам, которые зависят от также от условий их заготовки, выращивания и предварительной подготовки.

Многолетние исследования процессов замораживания и размораживания пищевого сырья показывают необходимость уточнения методов теоретического моделирования теплофизических свойств пищевых продуктов, которые обуславливают характер и скорость протекания в них процессов нагрева или охлаждения. Этим исследованиям посвящен ряд классических работ [1-3], так и ряд новых исследований в этой области [4-9].

Как известно, во всех математических моделях, описывающих процессы с фазовым переходом при замораживании-размораживании, входит доля вымороженной влаги $\omega(t)$. В теплофизических расчетах процессов холодильной обработки чаще всего для расчета количества вымороженной влаги используют модель, основанную на уравнении Рауля, которая описывает процесс замораживания пищевых продуктов как процесс кристаллизации истинного раствора сравнительно небольшой молекулярной концентрации, содержащий соли, белки и др. компоненты [10]

$$\omega(t) = A \cdot \left(1 - \frac{t_{кр}}{t}\right), \quad (1)$$

где ω – относительная доля вымороженной влаги;

t – текущая температура;

$t_{кр}$ – криоскопическая температура;

A – коэффициент, учитывающий долю связанной (незамерзающей) влаги.

Недостатком этого уравнения является то, что оно хорошо описывает экспериментальные данные по количеству вымороженной влаги только на начальном этапе замораживания, что объясняется приближением, заложенным в законе Рауля, который выполняется для идеальных растворов при небольших концентрациях растворенных веществ, то есть вблизи криоскопической температуры. Поэтому для расчета количества вымороженной влаги в широком диапазоне температур используются эмпирическое уравнение Г.Б. Чиждова [2]

$$\omega(t) = \frac{B}{1 + \frac{C}{\ln(t + 1 - t_{кр})}}, \quad (2)$$

где B, C – эмпирические коэффициенты, зависящие от вида пищевого продукта.

Следует отметить, что уравнение (1) имеет один коэффициент A , которому приписывается, но теоретически не обосновывается физический смысл. В уравнение (2) входят два полностью эмпирических коэффициента, что по идее должно обеспечивать большую точность аппроксимации экспериментальных данных, однако теоретического смысла эти коэффициенты не имеют, и установить их связь с физико-химическими характеристиками пищевого продукта невозможно.

В связи с этим целью данной работы является вывод физически обоснованного аналитического уравнения для расчета количества вымороженной влаги в процессе замораживания пищевых продуктов и сравнения его с известными уравнениями на основе закона Рауля и эмпирической модели Чиждова.

Объектом исследования является температурная зависимость количества вымороженной влаги в процессе замораживания пищевых продуктов. В качестве метода исследования используем классические уравнения, описывающие термодинамику системы неидеальный раствор-кристалл с эвтектикой, как наиболее простую модель пищевого продукта при замораживании-размораживании. В рамках этой модели пищевой продукт будем считать неидеальным многокомпонентным раствором, в котором растворителем является вода и сухие растворимые компоненты, которые полностью смешиваются в жидком состоянии, но абсолютно не смешиваются в твердом состоянии и образуются кристаллы только чистого льда. Уравнение равновесного состояния раствора с кристаллами одного компонента (льда) при фазовом переходе имеет вид [12]

$$\ln(x_w \gamma_w) = \int_{T_0}^T \frac{\mu_w \Delta h(T)}{RT^2} dT, \quad (3)$$

где $\Delta h(T)$ – скрытая теплота плавления льда;

x_w – мольная доля растворителя (воды содержащейся в продукте);

μ_w – молярная масса воды и растворенных веществ соответственно;

γ_w – коэффициент активности растворителя;

R – универсальная газовая постоянная;

T_0 – температура плавления чистого льда, $T_0=273,15\text{K}$.

Температурная зависимость скрытой теплоты плавления льда описывается уравнением Кирхгофа [12]

$$\Delta h(T) = \Delta h(T_0) + \int_{T_0}^T (c_l - c_w) dT, \quad (4)$$

где c_l – удельная теплоемкость льда при постоянном давлении;

c_w – удельная теплоемкость воды при постоянном давлении;

$\Delta h(T_0)$ - скрытая теплота плавления льда при температуре T_0 .

Считая, что разность теплоемкостей лед-вода не зависит от температуры:

$$\Delta c = c_l - c_w = \text{const}, \quad (5)$$

после интегрирования (3) с учетом (4), получаем

$$-\ln(x_w \gamma_w) = \frac{\mu_w \Delta h(T_0)}{R} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right) + \frac{\mu_w \Delta c \mu}{R} \left[\ln \left(\frac{T_0}{T} \right) + 1 - \frac{T_0}{T} \right]. \quad (6)$$

Откуда

$$x_w = \frac{1}{\gamma_w} e^{-\frac{\mu_w \Delta h(T_0)}{R} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right) - \frac{\mu_w \Delta c \mu}{R} \left[\ln \left(\frac{T_0}{T} \right) + 1 - \frac{T_0}{T} \right]}. \quad (7)$$

Запишем уравнение, связывающее мольные доли и массы растворителя x_w (воды) и растворимого вещества x_s

$$x_w = \frac{v_w}{v_w + \sum_i v_{si}} = \frac{\frac{m_w}{\mu_w}}{\frac{m_w}{\mu_w} + \sum_i \frac{m_{si}}{\mu_{si}}}, \quad (8)$$

где v_w, v_{si} – число молей воды и растворенных веществ в продукте;

m_w, m_{si} – масса воды и растворенных веществ;

μ_w, μ_s – молярная масса воды и растворенных веществ.

Из последнего уравнения найдем массу жидкой воды в процессе замораживания

$$m_w = \mu_w \sum_i v_{si} \frac{x_w}{1 - x_w}. \quad (9)$$

По определению доля вымороженной воды (доля льда) – это отношение массы льда к количеству воды в начале фазового перехода, т.е. при криоскопической температуре;

$$\omega(T) = \frac{m_w(T_{kp}) - m_w(T)}{m_w(T_{kp})}. \quad (10)$$

Подставляя в это уравнение выражение для массы воды (9), получаем

$$\omega(T) = 1 - \frac{\mu_w}{m_w(T_{kp})} \sum_i v_{si} \frac{x_w}{1 - x_w}. \quad (11)$$

Множитель, стоящий перед мольной долей воды в этом уравнении, является постоянной величиной в процессе замораживания для данного продукта, поскольку число молей растворенных веществ не изменяется $\sum_i v_{si} = \text{const}$ (при отсутствии химических реакций)

как и число молей воды до начала замораживания $m_w(T_{kp}) / \mu_w = \text{const}$ (в криоскопической точке). Назовем эту индивидуальную характеристику продукта – мольной долей растворимых веществ в воде продукта

$$v_{s0} = \frac{\mu_w}{m_w(T_{kp})} \sum_i v_{si} = \frac{\sum_i v_{si}}{v_w(T_{kp})}, \quad (12)$$

где v_{s0} – мольная доля растворимых веществ в воде продукта.

С учетом этого доля вымороженной влаги равна

$$\omega(T) = 1 - v_{s0} \frac{x_w}{1 - x_w} . \quad (13)$$

Подставляя в это уравнение выражение для мольной доли воды в растворе (7), получаем окончательно выражение для температурной зависимости доли вымороженной воды

$$\omega(T) = 1 - \frac{v_{s0}}{\gamma_w - e^{\frac{\mu_w \Delta h}{RT_0} \left(\frac{T_0}{T} - 1 \right) + \frac{\mu_w \Delta C}{R_0} \left[\ln \left(\frac{T_0}{T} \right) + 1 - \frac{T_0}{T} \right]}} . \quad (14)$$

В этом уравнении показатель экспоненты содержит физические константы и теплофизические характеристики воды и, таким образом, является известной функцией абсолютной температуры. Величинами, характеризующими индивидуальными физико-химические свойства продукта, являются мольная доля растворимых веществ в воде v_{s0} и коэффициент активности растворителя γ_w . Как известно, коэффициент активности служит мерой отклонения поведения компонентов раствора от идеального. Эти отклонения могут быть обусловлены различными химическими и физическими причинами – дипольными взаимодействиями, образованием водородных связей, ассоциацией, диссоциацией, сольватацией и др. [13].

Таким образом, именно эти две величины подлежат определению по экспериментальным данным о доле вымороженной влаги. Уравнение (14) легко приводится к уравнению прямой линии относительно искомым параметров

$$\frac{1}{1 - \omega(t)} = \frac{\gamma_w}{v_{s0}} F(t) - \frac{1}{v_{s0}} , \quad (15)$$

где $F(t) = e^{\frac{\mu_w \Delta h}{RT_0} \left(\frac{T_0}{T_0+t} - 1 \right) + \frac{\mu_w \Delta C}{R_0} \left[\ln \left(\frac{T_0}{T_0+t} \right) + 1 - \frac{T_0}{T_0+t} \right]}$;

t – температура в градусах Цельсия.

Для проверки адекватности предложенной модели нами были взяты данные по доле вымороженной влаги в говядине опубликованные в классических работах L. Riedel, [1], В.П. Латышева [3], полученные методами калориметрии, а также новые данные, полученные В.П. Онищенко и коллегами методом ЯМР высокого разрешения [14].

Регрессионный анализ этих данных проводился по трем уравнениям: уравнению на основе закона Рауля (1), уравнения Чижова (2) и предложенной нами модели (14). Коэффициенты регрессии находились в среде пакета Mathcad с использованием стандартных процедур. Причем в случае использования уравнений (2) и (14), которые не линейны по отношению к искомым регрессионным коэффициентам, после процедуры линеаризации (15) проводился второй этап нелинейной регрессии, начальным приближением для которой являлись коэффициенты, полученные методом линейной регрессии.

Относительная ошибка аппроксимации экспериментальных данных математическими моделями вычислялась по формуле

$$\varepsilon = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left| \frac{\omega_i - \omega(t_i)}{\omega_i} \right| , \quad (16)$$

где ω_i – экспериментальные данные о доле вымороженной влаги;

$\omega(t_i)$ – значения доли вымороженной влаги, вычисленной по трем теоретическим моделям.

На рис. 1 приведены графики экспериментальных данных для доли вымороженной влаги в говядине, и аппроксимация этих данных уравнениями (1), (2) и (14). В таблице 1 приведены значения коэффициентов для трех математических моделей, а также относительная погрешность аппроксимации экспериментальных данных.

Следует отметить, что данные, полученные калориметрическими методами и методом ЯМР, находятся в хорошем согласии, учитывая вариацию химического состава мясного сырья особенно в области $-12 \dots -20^\circ\text{C}$. За пределами этого диапазона имеется расхождение до

10%, что вызвано, возможно, как вариацией теплофизических свойств сырья, так и разной точностью калориметрического метода и метода ЯМР.

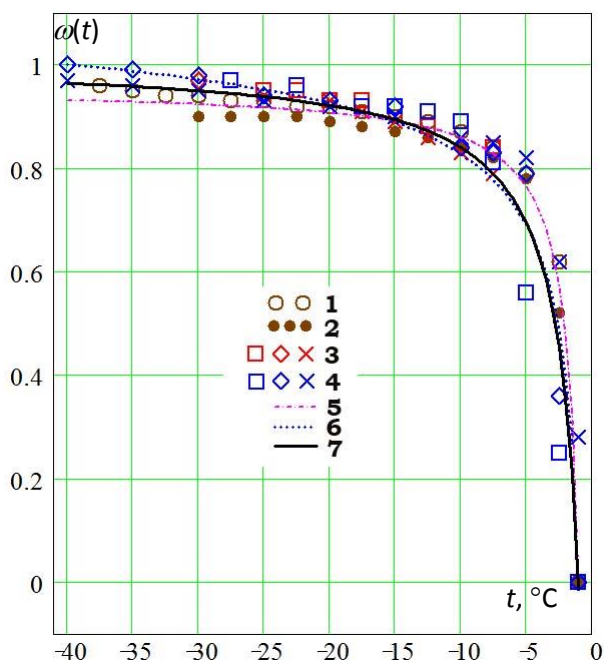


Рисунок 1 – Сравнение теоретических моделей с экспериментальными данными по доле вымороженной воды в говядине: 1 – данные [3]; 2 – данные [1]; 3 – данные [14] (замораживание); 4 – данные [14] (размораживание); 5 – модель на основе уравнения Рауля (1); 6 – эмпирическое уравнение Чицова (2); 7 – предложенное уравнение (14)

Таблица 1 – Результаты аппроксимации экспериментальных данных по доле вымороженной воды в говядине

Уравнение $\omega(t)$	Коэффициенты	Относительная погрешность, $\varepsilon, \%$
$A \cdot \left(1 - \frac{t_{кр}}{t}\right)$	$A = 0,955$	7,3
$B \cdot \left[1 + \frac{C}{\ln(t + 1 - t_{кр})}\right]^{-1}$	$B = 1,531; C = 1,956$	5,6
$1 - \frac{v_{s0}}{\gamma_w - F(t)}$	$v_{s0} = 0,018; \gamma_w = 1,008$	1,9

Как и следовало ожидать, использование закона Рауля ограничивает применимость уравнения (1) областью небольших отклонений от криоскопической температуры (областью линейной зависимости между температурой и концентрацией растворенных веществ. Уравнение Чицова (2) дает завышенные значения доли вымороженной влаги при низких температурах. В тоже время предложенное уравнение согласно таблице 1 дает относительную погрешность аппроксимации в 3 раза меньшую, чем известные уравнения, применяемые для расчета доли вымороженной воды. Но основное преимущество предложенного уравнения заключается в том, что коэффициенты, входящие в него имеет четкий физический смысл, в частности мольная доля растворимых веществ в соке говядины составляет $v_{s0} = 1,8\%$, а коэффициент активности воды $\gamma_w = 1,008$, т.е. раствор практически идеальный.

На основе классических законов химической термодинамики получено уравнение для расчета доли вымороженной воды в процессе замораживания пищевых продуктов. Уравнение содержит физические константы и теплофизические характеристики воды, а также коэф-

фициенты, характеризующие индивидуальные физико-химические свойства продукта – мольная доля растворимых веществ в воде v_{30} и коэффициент активности воды γ_w . Проведена аппроксимация температурной зависимости ранее опубликованных экспериментальных данных по доле вымороженной воды в говядине, которая подтвердила адекватность предложенной модели. Относительная ошибка аппроксимации составила 1,9%, тогда как для модели, основанной на уравнении Рауля – 5,6%, а для эмпирического уравнения Чижова – 7,3%.

Предложенное уравнение может быть использовано для расчета эффективной удельной теплоемкости при решении краевой задачи о замораживании-размораживании, а также для анализа влияния химического состава пищевых продуктов на процессы холодильной обработки, в частности для поиска оптимальных технологических режимов и выборе криопротекторов.

Список литературы

1. Riedel, L. Kalorimetrische Untersuchungen uber das Gefrieren von Fleisch // Kaltetechnik. – 1957. – Vol. 9. Jahrgang. Heft 2.
2. Чижов, Г. Б. Теплофизические процессы в холодильной технологии пищевых продуктов: производственно-практическое издание / Г. Б. Чижов. – 2-е изд., перераб. – Москва: Пищевая промышленность, 1979. – 271 с.
3. Латышев, В. П., Цирульников И. А., Далада В. В. Рекомендации по расчетам удельной теплоемкости, энтальпии и доли вымороженной воды мясных и молочных продуктов. – М. : ВНИКТИХолодпром, 1988. – Ч. 1, 2.
4. Kluza, F., Spiess, WEL, Góral, D. Food freezing and thawing time prediction with new simple calculation formulas application: Proceedings of the 3rd Karlsruhe Nutrition Symposium: European Research Towards Safer and Better Food; 1998 October 18–20; Karlsruhe, Germany; 1998. – P. 302–309.
5. Kudra, T., Strumillo, C. Thermal processing of bio-materials // Topics in chemical engineering. – Vol. 10. – Amsterdam, The Netherlands: Gordon and Breach Science Publishers, 1998.
6. Wang, J., Pham, QT., Cleland, DJ. Freezing, thawing, and chilling of foods. // Mathematical modeling of food processing. – Boca Raton, FL, USA: CRC Press, Taylor & Francis Group; 2010. – P. 375–98.
7. Hossein Kiani and Da-Wen Sun. Water crystallization and its importance to freezing of foods: A review // Trends in Food Science & Technology. – 2011. – 22. – P. 407–426.
8. Баранов, И. В. Аналитические зависимости для определения теплофизических свойств двухкомпонентных растворов с учетом фазовых превращений [Текст] / И. В. Баранов, В. О. Палешко // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Процессы аппараты пищевых производств». – 2012. –2(14). – С. 30–33
9. 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.
10. 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.
11. Chen, C. S. Thermodynamic Analysis of the Freezing and Thawing of Foods: Ice Content and Mollier Diagram. // Journal of Food Science. – 1985. – 50. – P. 1163–1166.
12. Пригожин, И. Химическая термодинамика / И. Пригожин, Р. Дефей. – Новосибирск: Наука, 1966 – 498 с.
13. Краснов, К. С., Воробьев Н. К., Годнев И. Н. и др. Физическая химия. В 2 кн. Кн. 1. Строение вещества. Термодинамика: Учеб. для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1995. – 512 с.
14. Онищенко, В.П. Состояние воды в мясе говядины при его замораживании и размораживании / В.П. Онищенко, Ю.А. Желиба, В.Д. Зинченко // Вестник Международной академии холода. – 2011. – № 2. – С. 41–43.

ОБОБЩЕННЫЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ УЧЕТА РАДИАЦИОННОГО ФАКТОРА ТЕПЛОВОГО КОМФОРТА

GENERALIZED DEPENDENCIES FOR TAKING INTO ACCOUNT THE RADIATION FACTOR OF THERMAL COMFORT

Ryabova T.V.¹ Sulin A.B.²	Рябова Т.В.¹ Сулин А.Б.²
ITMO University, Russia, 197101 St.Petersburg, Kronverksy 49	Университет ИТМО, Россия, 197101, г. Санкт-Петербург, Кронверкский проспект, д.49
E-mail: 1 – rjabova_tatjana@mail.ru, 2 – miconta@yandex.ru	

Аннотация

Современные подходы к оценке условий теплового комфорта предусматривают шесть основных факторов, определяющих теплоощущения человека: температура воздуха, относительная влажность, подвижность, средняя радиационная температура, физическая активность и теплоизоляция одежды [1, 2]. Как показано многими исследованиями, радиационный фактор оказывает существенное влияние на теплоощущения [3], что позволяет эффективно использовать его для обеспечения заданного уровня теплового комфорта. В этой связи актуальной задачей является моделирование процессов радиационного теплообмена в помещениях заданной геометрии при наличии поверхностных источников и стоков теплоты для обоснования энергоэффективных решений систем жизнеобеспечения.

Abstract

Modern approaches to assessing the conditions of thermal comfort include six main factors that determine the person's thermal sensations: air temperature, relative humidity, mobility, average radiation temperature, physical activity and heat insulation of clothing [1, 2]. As shown by many studies, the radiation factor has a significant effect on the thermal sensations [3], which makes it possible to effectively use it to provide a given level of thermal comfort. In this connection, the actual task is to simulate the processes of radiative heat exchange in rooms of a given geometry in the presence of surface sources and heat sinks to justify energy-efficient solutions of life support systems.

Параметр средней радиационной температуры является комплексным показателем, зависящем от геометрических и температурных характеристик и пространственной ориентации ограждающих конструкций и установленного в помещении оборудования. Методикой определения средней радиационной температуры предусмотрено применение черного шарового термометра с диаметром сферы 90 мм, 120 мм или 150 мм [4].

Тепловой баланс черного шара с окружающей средой достигается при выполнении равенства

$$q_r + q_c = 0,$$

где q_r – теплообмен радиацией между окружающими поверхностями и шаром, Вт/м²;
 q_c – теплообмен конвекцией между воздухом и шаром, Вт/м².

$$q_r = h_r(T_r^4 - T_g^4),$$

где T_r – средняя радиационная температура, К;

T_g – температура черного шара, К;

$h_{rg} = \sigma * \varepsilon$ – коэффициент радиационной теплоотдачи, Вт/(м² · К⁴),

где $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ постоянная Стефана-Больцмана,
 ε – степень черноты (коэффициент эмиссии) черного шара.

$$q_c = h_{cg}(T_a - T_g),$$

где h_{cg} – коэффициент конвективной теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$,
 T_a – температура воздуха.

В соответствии с методикой, приведенной в [4], при естественной конвекции

$$h_{cg} = 1,4 \left(\frac{dT}{D} \right)^{\frac{1}{4}};$$

при вынужденной конвекции

$$h_{cg} = 6,3 \left(\frac{v_a^{0,6}}{D^{0,4}} \right),$$

где D – диаметр шара, м; v_a – скорость воздуха на уровне шара, м/с.

Таким образом, тепловой баланс черного шара

$$h_{rg}(T_r^4 - T_g^4) + h_{cg}(T_a - T_g)$$

и средняя радиационная температура

$$T_r = \sqrt[4]{T_g^4 + \frac{h_{cg}}{h_{rg}}(T_g - T_a)}.$$

Для случая естественной конвекции получаем

$$t_r = \left[(t_g + 273)^4 + \frac{0,25 * 10^8}{\varepsilon} \left(\frac{|t_g - t_a|}{D} \right)^{\frac{1}{4}} * (t_g - t_a) \right]^{\frac{1}{4}} - 273$$

Для стандартного шара $D = 0,15$ м со степенью черноты $\varepsilon = 0,95$ выражение имеет вид

$$t_r = \left[(t_g + 273)^4 + 0,4 * 10^8 |t_g - t_a|^{\frac{1}{4}} * (t_g - t_a) \right]^{\frac{1}{4}} - 273$$

Для случая вынужденной конвекции

$$t_r = \left[(t_g + 273)^4 + \frac{1,1 * 10^8 * v_a^{0,6}}{\varepsilon D^{0,4}} * (t_g - t_a) \right]^{\frac{1}{4}} - 273$$

Или для стандартных шаров:

диаметром 150 мм

$$t_r = \left[(t_g + 273)^4 + 2,47 * 10^8 * v_a^{0,6} * (t_g - t_a) \right]^{\frac{1}{4}} - 273,$$

диаметром 120 мм

$$t_r = \left[(t_g + 273)^4 + 2,7 * 10^8 * v_a^{0,6} * (t_g - t_a) \right]^{\frac{1}{4}} - 273,$$

диаметром 90 мм

$$t_r = \left[(t_g + 273)^4 + 3,03 * 10^8 * v_a^{0,6} * (t_g - t_a) \right]^{\frac{1}{4}} - 273.$$

Расчеты показывают, что параметры, представленные в виде разности температур, а именно: средняя радиационная разность температур $dt_r = (t_r - t_a)$ и отклонение температуры шарового термометра $dt_g = (t_g - t_a)$ практически не зависят от температуры воздуха в комфортном диапазоне параметров. В этой связи на основании приведенных выше формул могут быть построены обобщенные зависимости для радиационного фактора dt_r в функции от показаний шарового термометра dt_g и подвижности воздуха v_a (рисунки 1-3).

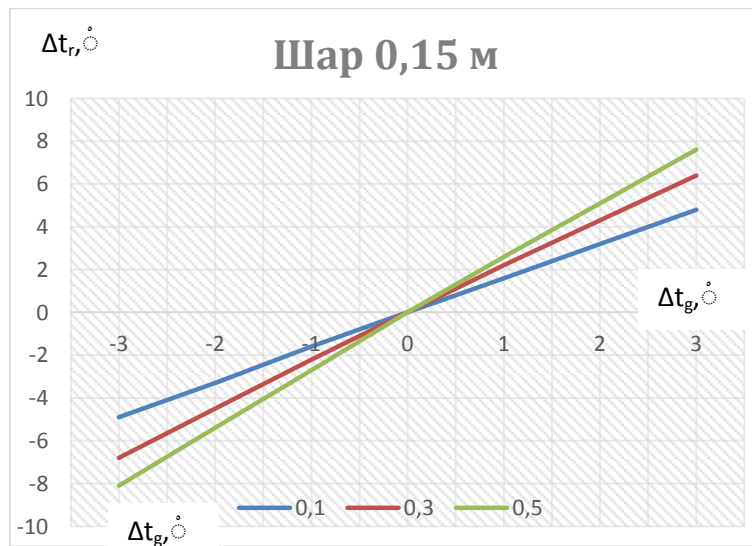


Рисунок 1 – Зависимости показателей радиационного фактора для шара 150 мм

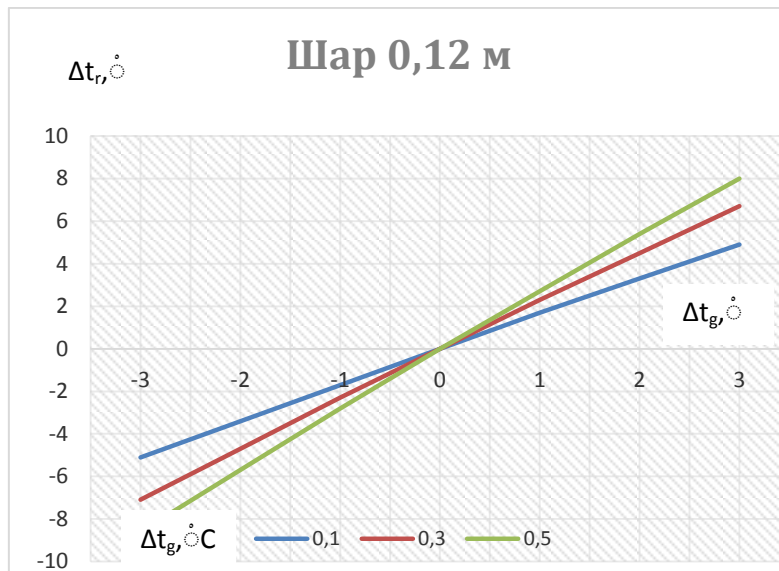


Рисунок 2 – Зависимости показателей радиационного фактора для шара 120 мм

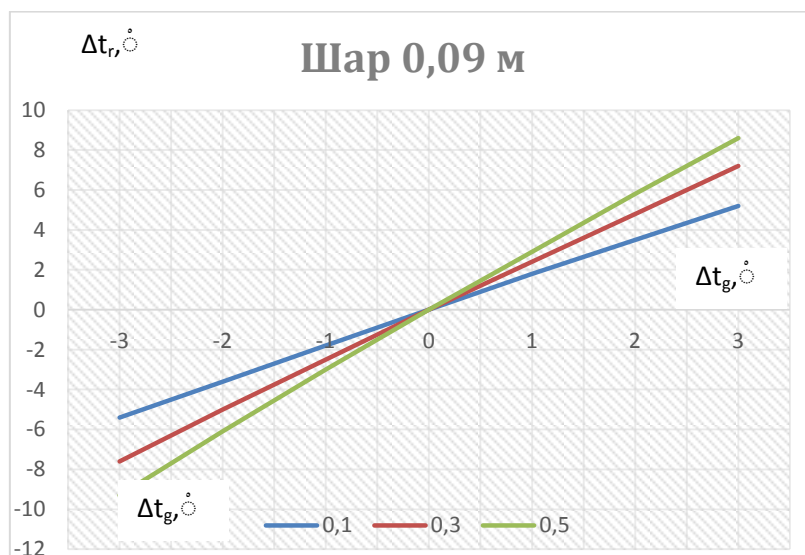


Рисунок 3 – Зависимости показателей радиационного фактора для шара 90 мм

Таким образом, предложенные обобщенные зависимости средней радиационной разности температур от отклонения температуры шарового термометра позволяют определить радиационный фактор теплового воздействия для расчета параметров микроклимата в жилых и производственных помещениях.

Список литературы

1. ANSI/ASHRAE Standard 55. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy.
2. ГОСТ Р ИСО 7730-2009. Аналитическое определение и интерпретация комфортности теплового режима с использованием расчёта показателей PMV и PPD и критериев локального теплового комфорта. – М.: Стандартинформ, 2011. – 38 с.;
3. Bauman, F., Feng, J., Schiavon, S. Cooling load calculations for radiant systems // ASHRAE. – December 2013.
4. ISO 7726 Thermal environments. – Instruments and methods for measuring physical quantities.

УДК 62.93

RESEARCH OF CHARACTERISTICS BY THE PROBE METHOD IN HIGH-VOLTAGE INSTALLATIONS OF ELECTROSTATIC SMOKING

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЗОНДОВЫМ МЕТОДОМ В ВЫСОКОВОЛЬТНЫХ УСТАНОВКАХ ЭЛЕКТРОСТАТИЧЕСКОГО КОПЧЕНИЯ

<p>Zainasheva A.R., graduate student SaubanovRuz. R., Candidate of EechnicalSciences, associate professor Zvezdin V.V., Doctor of Technical Sciences, Professor Israfilov I.M., Doctor of Technical Sciences, Professor</p>	<p>Зайнашева А.Р., студент магистратуры СаубановРуз. Р., кандидат технических наук, доцент Звездин В.В., доктор технических наук, профессор Исрафилов И.М., доктор технических наук, профессор</p>
<p>NaberezhnyeChelny institute (branch) of the Kazan (Volga) federal universityRussian Federation, 423800, Naberezhnye Chelny, Mira Ave. of 68/19</p>	<p>Набережночелнинский институт (филиал) Казанского (Приволжского) федерального университетаРоссия, 423800, г. Набережные Челны, пр. Мира д. 68/19</p>
<p>E-mail:saubanov@mail.ru, irmaris@yandex.ru</p>	

Аннотация

Актуальность данной темы обусловлена тем, что одним из перспективных направлений в области разработки новых видов оригинальных деликатесных продуктов является применение электрокопчения. Изложена актуальность использования электростатического поля, позволяющая существенно интенсифицировать осаждение компонентов дыма на поверхность продукта в процессе копчения.

Abstract

The relevance of this subject is caused by the fact that one of the perspective directions in the field of development of new types of original delicious products is electrosmoking application. The relevance use of electrostatic field allowing to intensify significantly sedimentation of components of smoke on a product surface in the course of smoking is stated.

В современных технологиях используется принцип электростатического копчения, совершенно безвредного для человека. Данный подход позволяет сократить технологическое время процесса копчения в 90 раз, снизить расход сырья для получения компонентов дыма в 30 раз, снизить номинальный расход электроэнергии по сравнению с традиционными способами технологий копчения. Сокращение времени, сопровождающего технологического процесса также требует высокой точности в определении момента окончания копчения. Кроме того, существенная часть энергозатрат на ведение электрокопчения приходится на долю высоковольтного генератора. С его электрическими характеристиками и конструкцией тесно связана стоимость, надежность и безопасность всей установки в целом. Современные инженерные принципы, лежащие в основе процесса копчения и работы устройства, обеспечивают высокую скорость обработки и гарантированное качество продукции, экологическую чистоту, минимальные энергозатраты, надежность и простоту эксплуатации, возможность автономной работы и быстрого перехода с одного вида изделия на другой.

В качестве коптильной камеры с электростатическим полем применялось устройство электростатического копчения УЭК-1-03 «Идиллия». Оно состоит из коптильной камеры с откидывающейся крышкой, рабочего электрода-анода и блока управления. На боковых стенках коптильной камеры расположены коронирующие электроды в виде игл. На торцевых стенках корпуса предусмотрены отверстия для установки в них диэлектрических вставок, изолирующих держатель для подвешивания обрабатываемого продукта и крепления держателя. Недостатком устройства является повышенная температура в коптильной камере, которая в процессе копчения составляет 60°C и выше. На держатель - анод подвешивают продукт. В дымогенератор загружают поленья и поворотом тумблера на блоке управления включают нагрев. С появлением дыма в коптильной камере на электрод - держатель, для крепления обрабатываемого продукта, и электроды-иглы подают высокое напряжение. Образующаяся дымо-воздушная смесь охлаждается в камере дымогенератора до требуемой температуры и по дымоходу подается в коптильную камеру. Дымораспределительная перегородка - поддон, расположенная на дне коптильной камеры с образованием щелевых зазоров с боковыми стенками корпуса, равномерно распределяет дымовоздушную смесь вдоль стенок камеры на концы коронирующих электродов-игл. Частицы дыма при этом приобретают заряд, соответствующий потенциалу электродов-игл, и, перемещаясь под действием электростатического поля высокого напряжения, осаждаются на поверхности обрабатываемого продукта. Кроме того, дымораспределительная перегородка способствует накоплению дыма под ней, что обеспечивает его равномерное поступление в щелевой зазор, и сбору низкокипящих смол, попадание которых на продукт ухудшает его вкусовые качества, а также служит для отбора, стекающего с обрабатываемого продукта жира. Установлено, что эффективность копчения увеличивается, если коронирующие электроды-иглы выполняются в виде равноудаленных игл длиной, равной половине расстояния между смежными иглами, при плотности их размещения, составляющей 1-3 иглы на 25 см². (Пат. 2035154).

Зондовый метод исследования плазмы был разработан Ленгмюром в 1924 году, и поэтому его часто называют методом ленгмюровских зондов. Электростатический зонд представляет собой один или несколько небольших вспомогательных электродов, погруженных в плазму. Обычно используют зонды двух типов: одиночный и тройной зонд.

Электрическая схема питания высоковольтной установки электростатического копчения представлена на рисунке 1, которая состоит из выпрямительного диодного моста, повышающего трансформатора и т.д. Для измерения высокого напряжения применялся делитель, составленный из сопротивлений.

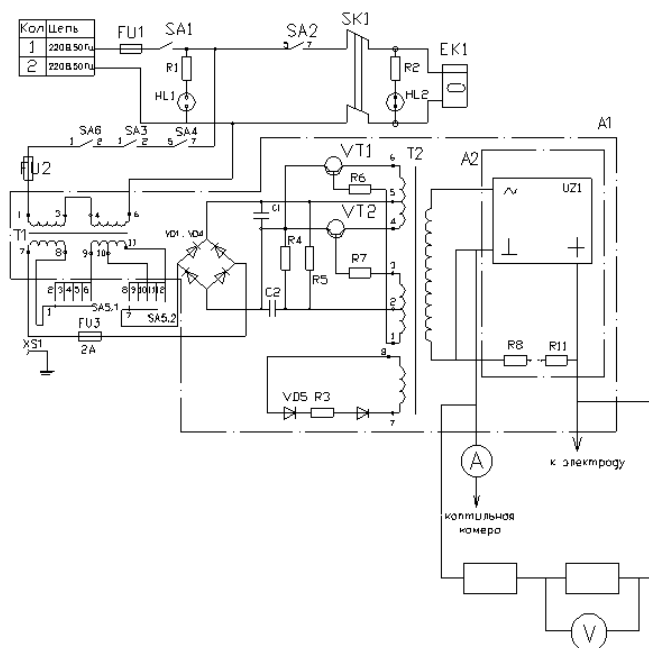


Рисунок 1 – Схема источника питания высоковольтной установки электростатического копчения и система измерения тока и напряжения

В исследованиях использовался типичный «Тройной зонд», который состоит из электродов обычно равной площади, находящихся в контакте с плазмой. В этом случае измеряют ток, протекающий в плазме между электродами, в зависимости от приложенного между ними напряжения (см. рис. 2).

$$\ln J_{ze} = \ln J_e - \frac{e \cdot U_3}{k \cdot T_e}$$

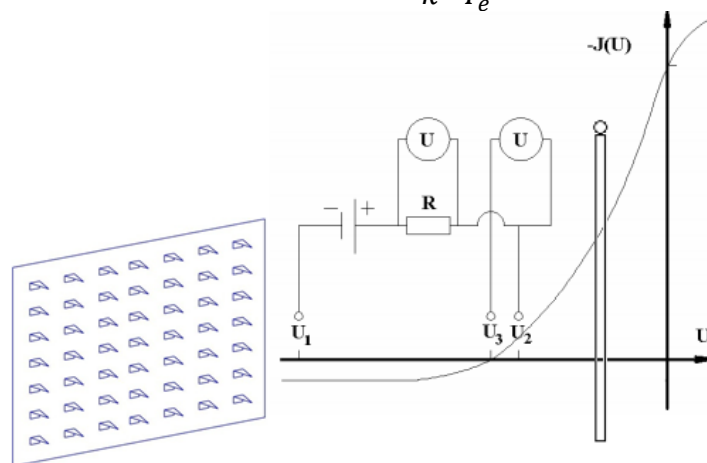


Рисунок 2 – Схема подключения зондов для определения потенциала на электродах тройного ленгмюровского зонда

Данное уравнение показывает, что зависимость логарифма плотности электронного тока на зонд от потенциала зонда (при отрицательных относительно плазмы потенциалах) имеет линейный характер. Определить температуру электронного газа T_e можно построением зондовой характеристики в полулогарифмических координатах. Принципиальная схема зондовых измерений приведена на рисунке 2. При измерениях зондового тока сопротивление R выбирается небольшим и токопределяется по показаниям вольтметра U .

Если изменять смещение зонда, то точка пересечения этой линии с осью U сдвигается, и, измеряя ток, можно проследить всю зондовую характеристику. Напряжение зонда при достаточно малом R , когда линия гораздо ближе к вертикали, чем наиболее крутой участок характеристики, можно измерять вольтметрами U , для определения плавающего потенциала.

Исследования проводились с разными габаритно-весовыми параметрами продукта и при разных режимах установки. Каждый этап исследовался на различных ступенях изменения напряженности электростатического поля. Полученные экспериментальные данные были сведены в таблицы 1-4 и построены графики их зависимости (рис. 3).

Таблица 1 – Масса обрабатываемого сырья 290 грамм при режиме обработки «1 ступень».

I, мкА	5	10	15	20	25	30	40	45
U, кВ	17,7	18,22	18,5	18,77	19	19,3	19,85	20,1
U, В	10,4	10,36	10,26	10,1	9,5	8,7	7,8	7,5
t, мин	3	10	20	30	45	60	65	65

Таблица 2 – Масса обрабатываемого сырья 290 грамм при режиме обработки «2 ступень»

I, мкА	25	30	35	40	45	50	55
U, кВ	23,12	23,3	23,38	23,56	23,67	23,85	24,1
U, В	10,4	10,35	10,18	10,03	9,2	8,1	7,7
t, мин	-	4	10	17	25	38	45

Таблица 3 – Масса обрабатываемого сырья 290 грамм при режиме обработки «3 ступень»

I, мкА	26	40	50	60	70	80	90	100	110	120
U, кВ	23,8	23,95	24,1	24,1	24,22	24,27	24,3	24,35	24,42	24,56
U, В	10,4	10,36	10,25	10,1	9,7	9	8,5	8	7,8	7,6
t, мин	-	3	9	15	14	17	20	28	35	40

Таблица 4 – Масса обрабатываемого сырья 290 грамм при режиме обработки «4 ступень»

I, мкА	30	40	50	60	75	90	105	120	135	150
U, кВ	24,5	24,53	24,56	24,6	24,66	24,72	24,78	24,85	25,05	25,2
U, В	10,4	10,36	10,3	10,23	10	9	8,3	7,9	7,6	7,5
t, мин	-	3	7	10	14	18	22	25	28	30

По результатам измерений построена вольтамперная характеристика и график зависимости тока от изменения интенсивности компонентов дыма.

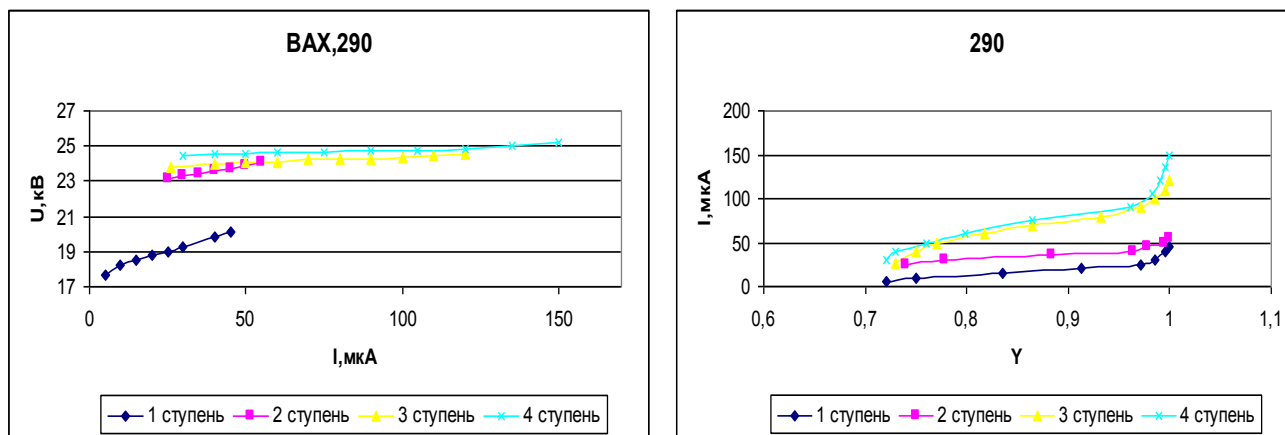


Рисунок 3– Графики зависимости ВАХ от изменения интенсивности напряженности электростатического поля

По результатам экспериментов сделаны следующие выводы:

- увеличение напряженности электростатического поля ведет к увеличению тока и уменьшению времени копчения. Следовательно, чем выше сила тока, тем меньше продолжительность копчения;
- увеличение интенсивности дыма приводит к росту тока и, следовательно, к сокращению времени копчения.

Список литературы

1. Курко, В. И. Основы бездымного копчения. – М.: Легкая пищевая промышленность, 1984. – 228 с.
2. Остриков, А. Н. Применение микропроцессорной техники в системах управления процессами копчения рыбной продукции / А. Н.Остриков, А. А.Шевцов // Автоматизация и современные технологии. – 2002. – №11. – С. 11–16.
3. Исследование вольтамперной характеристики в высоковольтных установках электростатического копчения / Р. Р.Аглямова, И. Х.Исрафилов, А. Т.Галиакбаров, Р. Р.Саубанов // Социально-экономические и технические системы: исследование, проектирование, оптимизация. – 2010. – № 1. – С. 83–88.
4. Зондовые измерения электрического поля в высоковольтных установках электростатического копчения / Р. Р. Аглямова, И. Х.Исрафилов, А. Т.Галиакбаров, Р. Р.Саубанов // Социально-экономические и технические системы: исследование, проектирование, оптимизация. – 2010. – № 1. – С. 79–82.

УДК 001.891:[602:502.174:621.798-036]

RESEARCH OF BIOTECHNOLOGICAL PROCESSING OF POLYMERIC CONTAINER

ИССЛЕДОВАНИЕ БИОТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПЕРЕРАБОТКИ ПОЛИМЕРНОЙ ТАРЫ

Krusir G.V. , Doctor of Technical Sciences, prof. Sokolova V.I. , post-graduate student	Крусир Г.В. , д.т.н., проф. Соколова В.И. , аспирант
Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine, 65000, Odessa, Kanatnaya Str, 112	Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, 65000, Одесса, улица Канатная, 112
E-mail: krussir.65@gmail.com, valeria.by.valeria@gmail.com	

Abstract

In today's world, one of the global problems is the contamination of the planet with solid domestic waste. The main task is waste recycling and utilization. We consider biotechnology as the main direction of plastic processing.

Vermiculture is often used in the processing of organic waste, but the report details the observations of the life of flour worms in the process of feeding polymers.

Аннотация

В современном мире одной из глобальных проблем является загрязнение планеты твердыми бытовыми отходами. Главной задачей является переработка и утилизация отходов. Мы рассматриваем биотехнологию, как основное направление переработки пластика.

Вермикультивирование довольно часто используется в переработке органических отходов, но в докладе подробнее рассказано о наблюдениях за жизнедеятельностью мучных червей в процессе питания полимерами.

Ежегодно в Украине накапливается более 600 тон миллионов бытовых отходов, основную часть которых составляют использованная тара и упаковка на основе синтетических полимерных материалов. Проблема переработки пластика во всем мире стоит довольно остро. Несмотря на развивающиеся технологии и довольно широкий выбор способов утилизации, до сих пор нет единого безопасного для окружающей среды, хотя ученые многих стран мира уверены в том, что в основе дружественных для человека и среды технологий утилизации должны быть природные процессы – биотехнологические.

Приоритетное производство полимерной тары обусловлено тем, что значительная часть отечественной и импортной техники рассчитана на использование полимерных материалов. Производителями полимерных упаковочных материалов в Украине являются специализированные заводы по переработке пластмасс: Киевский, Харьковский, Прилукский, Луцкий и Симферопольский, которые выпускают продукцию разной ширины и толщины, с печатным рисунком и без него, в том числе термоусадочную, а также мешки и пакеты на основе полиэтиленовой пленки [1].

Довольно популярной во всем мире является упаковка TetraPak. Ее использование позволяет сохранять продукт более длительный срок без дополнительного охлаждения или добавления консервантов. Упаковка является асептической, что позволяет сохранить длительно пригодность пищевых продуктов.

Жизненный цикл упаковки не должен заканчиваться вместе с ее содержимым. В международной практике выработана следующая иерархия способов обращения с отходами упаковки, которая на территории европейских государств законодательно закреплена в Директиве Европейского парламента 2008/98/ЕС:

–предотвращение;подготовка к повторному использованию;перерабатывание;другие виды утилизации (такие как вырабатывание энергии);ликвидация.

По сравнению с некоторыми другими видами упаковки, которые могут применяться для упаковывания продуктов вторично, упаковка TetraPak не подлежит вторичному использованию в качестве первичной упаковки для пищевых продуктов. Но зато ее успешно перерабатывают в такие виды продукции, как картон, бумага для мешков или другой транспортной тары [2].

Производство пластика стремительно растет, но переработка и утилизация этого продукта сильно отстает, несмотря на то, что вторсырье довольно востребовано на рынке. Основная проблема состоит в реализации системы раздельного сбора мусора. Вторсырье довольно сложно и затратно выделять из общего потока отходов, но несмотря на это в многих крупных городах стали появляться отдельные контейнера для сбора PET-бутылок и другого пластика.

Отходы с высоким содержанием полимеров перерабатываются разными способами, например, химическим или механическим измельчением. Но наиболее приемлемыми для окружающей среды являются биотехнологические способы. Уже известно, что полимеры могут переработать в процессе своей жизнедеятельности некоторые виды бактерий, но ученые Стэндфордского университета совместно с учеными Пекинского университета работают над новым исследованием, связанным с переработкой пластика путем вермикультивирования [3].

Известны факты бактериальной деградации пластика в кишечнике животного [4]. Понимание того, как бактерии в мучных червях выполняют этот подвиг, потенциально может дать новые возможности для безопасного управления пластиковыми отходами.

В процессе наблюдения, было выявлено, что мучные черви при отсутствии обычного питания предпочитали пенополистирол. При этом численность особей уменьшилась не значительно, а состояние выживших было удовлетворительным. В процессе своей жизнедеятельности, черви выделяли углекислый газ, как и при любом другом источнике питания.

В течение суток они выделяли основную массу оставшегося пластика в виде биодegradированных фрагментов, похожих на крошечный помёт кролика. Мучные черви на устой-

чивой диете из пенополистирола были такими же здоровыми, как и питавшиеся нормальной пищей, их отходы оказались безопасными для использования в качестве почвы для посевов.

Список литературы

1. Сирохман, I. В. Товарознавствопакувальнихтоварів і тари: підручник [дляС 40 студ. вищ. навч. закл.] / I. В. Сирохман, В. М. Завгородня. – К.: Центр.учбовоїлітератури, 2009. – 616 с. –ISBN 978–966–364–800–2.
2. Кривошей, В.Н. Новые возможности вторичной переработки упаковки [Текст] / В.Н. Кривошей // Упаковка меняет нашу жизнь.Поматериаламкомпании TetraPak.–2014. –С. 59–62
3. Wu, W. Rapid biodegradation of plastics by mealworms (larvae of *Tenebrio molitor*) brings hope to solve wasteplastic pollution/ Wu, W.; Yang, S.; Brandon, A.M.; Yang, Y.; Flanagan, J.A.; Fan, H.Q.; Cai, S.Y.; Wang, Z. Y.; Din, L.Y.; Daliang, N.; Yang, J.; Ren, J.; Tao, H.C.; Phillips, D.; Ren, N.Q.; Zhou, J.; Waymouth, R.; Criddle, C.S. // American Geophysical Union, Fall General Assembly 2016, abstract id. H24A–03
4. Narancic, T., O'Connor, K.E. Microbial biotechnology addressing the plastic waste disaster // Microbial biotechnology.–2017. – 10. –P. 1232–1235.

УДК 621.56

REVIEW OF MODELS FOR CALCULATION OF EVAPORATION PROCESSES DROPS IN VACUUM

ОБЗОР МОДЕЛЕЙ РАСЧЕТА ПРОЦЕССОВ ИСПАРЕНИЯ КАПЕЛЬ В ВАКУУМЕ

Kruglov A.A., Ph.D Tazitdinov R.R., graduate student	Круглов А.А., канд. техн. наук Тазитдинов Р.Р., аспирант
ITMO University, Russia, 191002, St. Petersburg, Lomonosov str., 9	Университет ИТМО, Россия, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова 9
E-mail: AL-X-kRU@yandex.ru, t.r_92@mail.ru	

Abstract

In consideration of droplet flash evaporation and film flash evaporation, a comprehensive mathematical model of vacuum flash evaporation cooling was presented in this paper. The model includes five heat exchange mechanisms. The droplet flash evaporation was modeled based on the diffusion-controlled evaporation model and convective heat exchange inside the drop. The droplet flash model coincided well with the experimental results reported in the literature.

Аннотация

В данной работе представлена комплексная математическая модель испарения капель и водяной пленки в вакууме. Математическая модель испарения была построена с учетом процесса диффузии и конвективного теплообмена внутри капли. Полученные теоретические данные совпадают с экспериментальными результатами, приведенными в литературе.

На сегодняшний день большинство существующих моделей охлаждения капли в вакууме, построены с учетом процесса диффузии. Shin и др. [1] теоретически и экспериментально исследовали замораживание капли путем распыления воды в вакуумной камере. Им удалось получить сферические частицы льда размером менее 0,3 мм при давлении в камере ниже тройной точки воды. Теоретическая модель замораживания капли была построена с учетом процесса диффузии.

Wu и др. [2] разработали математическую модель, учитывающую процесс диффузии для анализа поведения капель в вакуумно-испарительной камере. Они изучали изменение температуры и диаметра частиц с течением времени.

Математическая модель охлаждения капли в вакууме описана ниже. Как показано на рисунке 1, вода с помощью форсунок распыляется к нагретой поверхности в вакууме. В полете, при давлении ниже тройной точки воды (611 Па), происходит испарение жидкости с поверхности капли, и она охлаждается. После чего капли воздействуют на нагретую поверхность, некоторые из них отскакивают от поверхности, а некоторые прилипают, образуя при этом водяную пленку. Водяная пленка отводит тепло от нагретой поверхности.

Вышеупомянутый процесс включает в себя пять механизмов теплообмена с нагретой поверхностью: $\dot{Q}_{\text{кап}}$ – теплообмен при попадании капли в водяную пленку; $\dot{Q}_{\text{пл}}$ – теплообмен за счет конвекции в водяной пленке; $\dot{Q}_{\text{кип}}$ – теплообмен, вызванный кипением в объеме пленки при контакте с поверхностью; $\dot{Q}_{\text{ср}}$ – теплообмен с окружающей средой; $\dot{Q}_{\text{исп}}$ – теплообмен при вскипании пленки. Следовательно, уравнение тепломассового баланса для вакуумно-испарительного охлаждения выглядит следующим образом:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{\text{кап}} + \dot{Q}_{\text{пл}} + \dot{Q}_{\text{кип}} + \dot{Q}_{\text{ср}} + \dot{Q}_{\text{исп}}$$

где \dot{Q} – общее количество теплоты, отводимой от нагретой поверхности.

Расчет $\dot{Q}_{\text{кап}}$, $\dot{Q}_{\text{пл}}$, $\dot{Q}_{\text{кип}}$, $\dot{Q}_{\text{ср}}$ аналогичен расчету охлаждения методом распыления при атмосферном давлении. Эти уравнения рассмотрены в статье [3].



Рисунок 1 – Механизмы теплообмена вакуумного испарения

Охлаждение в вакууме характеризуется процессом испарения с поверхности капель и с поверхности жидкой пленки. Основное внимание [4] уделяется именно этим процессам.

Модель процесса испарения с поверхности капли

Основными сложностями при описании процесса испарения воды в вакууме, являются тепло- и массоперенос, изменение фазового состояния и теплофизических свойств, зависящих от температуры. *Wen-long Cheng* и др. [4] разработали модель эффективной проводимости, описывающую испарение с учетом процесса диффузии и включающую конвективный теплообмен внутри капли. Они упростили модель за счет ввода коэффициента эффективной проводимости. Схема испаряющейся капли показана на рисунке 2.

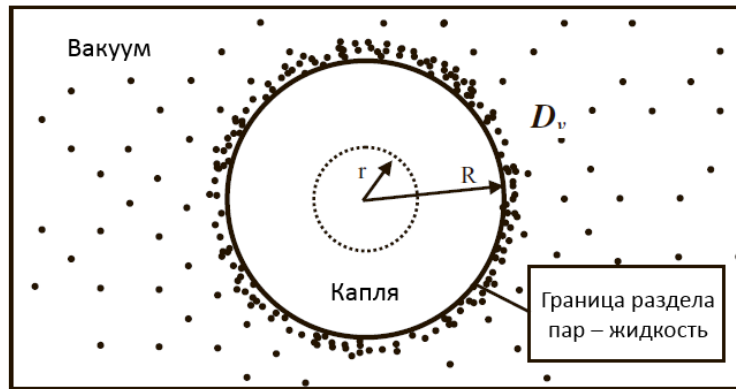


Рисунок 2 –Схема испаряющейся в вакууме капли

В большинстве случаев существующие модели [1,2] построены без учета изменения температуры и процессов конвекции в капле при испарении. Авторы статьи [4] разработали две модели испарения капли: модель, учитывающую изменение температуры и теплопроводность внутри капли, и модель эффективной проводимости, в которой дополнительно рассматривается эффект конвекции и вводится эффективный коэффициент проводимости для уточнения теплопроводности. Модель эффективной проводимости включает следующие предположения:

- 1) Капля имеет идеальную сферическую форму с постоянными свойствами.
- 2) Излучение между поверхностью капель и окружающей средой незначительно.
- 3) Граница раздела жидкость – пар выражена уравнением Клапейрона – Клаузиуса.
- 4) Процесс испарения на поверхности капли происходит за счет диффузии [1], а процесс теплообмена газовой фазы рассматривается как квазистационарный.
- 5) Модель упрощена путем введения эффективной проводимости для выражения тепловой конвекции внутри капли.

- 6) Пар рассматривается как идеальный газ.

Исходя из вышеприведенных упрощений, уравнение энергии можно записать следующим образом:

$$\rho_{\text{ж}} c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(k_{\text{эф}} r^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right)$$

где $\rho_{\text{ж}}$ – плотность воды; c_p – удельная теплоемкость воды; T – температура; t – время; $k_{\text{эф}}$ – эффективная теплопроводность внутри капли.

Эффективная теплопроводность $k_{\text{эф}}$ – это скорректированная теплопроводность k . Поэтому её можно выразить как $k_{\text{эф}} = \theta k$. Основываясь на исследовании Abramson [6], эффективный коэффициент проводимости θ можно выразить следующим образом:

$$\theta = 1.86 + 0.86 \theta \operatorname{atan} \left[2.245 \log_{10} \left(\frac{Pe_L}{30} \right) \right]$$

где Pe_L – число Пекле.

Уравнение закона сохранения массы записывается следующим образом:

$$\frac{dR}{dt} = \frac{\dot{m}}{4\pi R^2 \rho_{\text{ж}}}$$

где \dot{m} – скорость испарения капли; R – радиус переходного процесса.

Скорость испарения может быть выражена следующим образом:

$$\dot{m} = -4\pi R_g D_v \left(\frac{P_{\text{п}}}{T_{\text{п}}} - \frac{P_{\infty}}{T_{\infty}} \right)$$

где D_v – коэффициент диффузии водяного пара; $P_{\text{п}}$ – давление пара на поверхности; P_{∞} – давление окружающей среды; $T_{\text{п}}$ – температура поверхности капли; T_{∞} – температура окружающей среды.

Для капли с начальной температурой T_0 и начальным радиусом R_0 граничные условия можно записать как:

$$T(0) = T_0, R(0) = R_0$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=0} = 0$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R} = \frac{\dot{m}L}{4\pi k_{эф} R^2}$$

где L – скрытая теплота испарения воды.

Модель испарения жидкой пленки

Испарение водяной пленки на нагретой поверхности определяется межфазным массопереносом, как показано на рисунке 3.

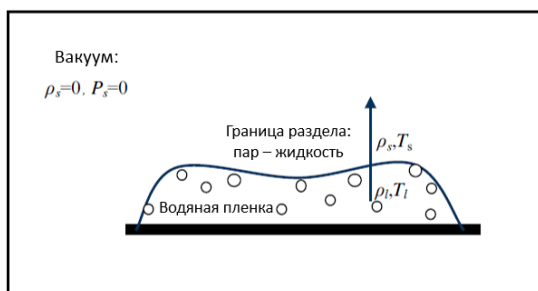


Рисунок 3 – Испарение водяной пленки в вакууме

Теплообмен происходит за счет испарения водяной пленки:

$$\dot{Q}_{исп} = L \frac{dm}{dt}$$

где dm/dt – скорость испарения воды в пленке.

Скорость испарения dm/dt может быть рассчитана с помощью уравнения *Yan*[6] для массопереноса на границе раздела пар – жидкость. Этот метод основан на теории проникновения молекул. Движущей силой массопереноса является разность плотностей водяного пара и жидкости. Плотность пара ($\rho_{п}$) над поверхностью границы раздела пар – жидкость представляет собой плотность насыщенных паров при температуре окружающей среды. Плотность пара, находящегося ниже границы раздела пар – жидкость, представляет собой плотность насыщенных паров при температуре жидкой водяной пленки. Таким образом, уравнение массопереноса для водяной пленки выглядит следующим образом:

$$\frac{dm}{dt} = D(\rho_{ж} - \rho_{п}),$$

где D – коэффициент массопереноса (м/с), $\rho_{ж}$ – плотность насыщенных паров жидкой водяной пленки, $\rho_{п}$ – плотность насыщенных паров окружающей среды. Согласно статьи [6], D зависит от давления. Таким образом, значение D задается в соответствии с давлением в вакуумной камере в соответствии с экспериментальными результатами, приведенными в статье [6].

Модель теплообмена при попадании капли в водяную пленку

Процесс теплообмена при попадании капли в водяную пленку можно разделить на две части: теплообмен, вызванный пересечением водяной пленки каплей, и теплообмен при ударе капли о поверхность. Капля считается сферической частицей, и учитывается вязкость пленки. Теплообмен при пересечении водяной пленки каплей, можно вычислить с помощью уравнений:

$$\dot{Q}_{кап,1} = \frac{\lambda_{пл}}{l_{пл}} Nu_{кап} \cdot A_{кап} (T_{кап} - T_{пл}), l_{пл} > 0$$

$$\dot{Q}_{кап,1} = 0, l_{пл} = 0$$

где $A_{кап}$ – площадь поверхности капли, $Nu_{кап}$ – число Нуссельта капли, которое можно эмпирически оценить следующим образом [5]:

$$Nu_{кап} = 2 + (0.4 Re_{кап}^{1/2} + 0.06 Re_{кап}^{2/3}) Pr_{кап}^{0.4}$$

Теплообмен при ударе капли о поверхность можно вычислить эмпирически с использованием параметра эффективности, который определяется как отношение фактической теплопроводности к максимально возможной теплопроводности.

$$\eta = q_c/G[\Delta h_{fg} + C_{p,l}(T_{\text{нас}} - T_{\text{жид}}) + C_{p,v}(T_w - T_{\text{нас}})]$$

$$\eta = \frac{q_c}{G}[C_{p,v}(T_w - T_{\text{нас}})], T_w \leq T_{\text{нас}}$$

Модель теплообмена за счет конвекции в водяной пленке

Некоторые капли прилипают к поверхности, образуя водяную пленку. Теплообмен на поверхности пленки может быть выражен эмпирической корреляцией следующим образом:

$$\dot{Q}_{\text{пл}} = \frac{\lambda_{\text{ж}}}{l_{\text{пл}}} Nu_{\text{пл}} \cdot A_{\text{пл}}(T_w - T_{\text{пл}}),$$

где $Nu_{\text{пл}}$ – число Нуссельта водяной пленки, которое может быть эмпирически оценено следующим образом, согласно ссылке [5]:

$$Nu_{\text{пл}} = 0,322 Re^{1/2} Pr^{1/3}$$

Модель теплообмена при кипении в пленке

Когда поверхность перегрета, происходит интенсивное образование пузырьков. Тепловой поток, создаваемый пузырьками, определяется:

$$\dot{Q}_{\text{кип}} = L(dm_{\text{кип}}/dt),$$

где $dm_{\text{кип}}/dt$ – скорость образования кипящих пузырьков.

В пленке пузырьки образуются на нагретой поверхности из центров парообразования и в объеме пленки (центрами парообразования являются капли, пересекающие пленку). Более детальный расчет приведен в [5].

Модель теплообмена с окружающей средой

В вакууме тепло рассеивается излучением:

$$\dot{Q}_{\text{изл}} = \varepsilon_w \sigma A_w (T_w^4 - T_{\text{ср}}^4),$$

где A_w – площадь поверхности нагрева; T_w – температура поверхности нагрева; $T_{\text{ср}}$ – температура окружающей среды.

Представленная модель может описать процесс охлаждения в вакуумно-испарительной установке. Модель эффективной проводимости, описывающая испарение капель, совпадает с экспериментальными результатами, приведенными в литературе, а комплексная математическая модель подтверждается результатами эксперимента в статье [4].

Процесс испарения капель оказывает большое влияние на характеристики распыления, это в основном приводит к снижению температуры. Процесс испарения капель является одним из основных факторов, влияющих на характеристики вакуумно-испарительной установки. Наибольшее влияние на процессы в вакуумно-испарительной установке оказывают теплообмен при попадании капли в водяную пленку и при вскипании пленки.

Список литературы

1. Shin, H. T., Lee, Y. P., Jung, J., Spherical-shaped ice particle production by spraying water in a vacuum chamber // Appl. Therm. Eng. – 20 (5).– 2000. – P. 439–454.
2. Wu, Y., Zhang, X., et al. Modelling and experimental study of vapor phase diffusion driven sessile drop evaporation // Appl. Therm. Eng. – 2014.
3. Zhao, R., Cheng, W., Liu, Q., et al. Study on heat transfer performance of spray cooling: model and analysis // Heat Mass Transfer. – 46 (8–9).– 2010. – P. 821–829.
4. Cheng, W., Chen H., Hu L., Zhang, W. Effect of droplet flash evaporation on vacuum flash evaporation cooling: Modeling // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 84. – 2015. – P. 149–157.
5. Abramzon, B., Sirignano, W. A. Droplet vaporization model for spray combustion calculations // Int. J. Heat Mass Transfer. – 32 (9).– 1989. – P. 1605–1618.
6. Yan, J. J., Zhang, D., Deng, W., Guo, Y. L. Experiment investigation of the instantaneous mass transfer coefficient at steam-liquid interface during water film flash evaporation in closed chamber // J. Xi'an Jiaotong Univ. – 42 (5). – 2008. – P. 515–519.

ANALYSIS OF SECONDARY RESOURCES OF THE FRUIT AND VEGETABLE INDUSTRY

АНАЛИЗ ВТОРИЧНЫХ РЕСУРСОВ ПЛОДООВОЩНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Krusir, G.V. , Doctor of Technical Sciences, Professor Sklyar V.Y. , Postgraduate	Крусир Г.В. , доктор технических наук, профессор Скляр В.Ю. , аспирант
Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine, 65039, Odessa, Kanatna Street, 112	Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, 65039, Одесса, Канатная, 112
E-mail: krussir.65@gmail.com, sklyar.1993@bk.ru	

Abstract

This article analyzes the secondary resources of the fruit and vegetable industry, with the aim of orienting its production technologies for improvement in the direction of wastage. The products obtained during processing of waste products of fruits and vegetables, substandard raw materials and secondary resources in canneries with the help of modern technologies are considered. The general classification of the secondary raw materials of the fruit and vegetable industry is given, for the improvement of its complex and effective use in various branches of the national economy. The order of complex processing of apples, fruits and berries, grapes, tomatoes is presented schematically.

Аннотация

В данной статье проведен анализ вторичных ресурсов плодоовощной промышленности, с целью ориентации ее технологий производства продукции на совершенствование в направлении безотходности. Рассмотрены продукты, получаемые при переработке отходов плодов и овощей, некондиционного сырья и вторичных ресурсов на консервных заводах с помощью современных технологий. Приведена общая классификация вторичного сырья плодоовощной промышленности, для совершенствования комплексного и эффективного его использования в различных отраслях народного хозяйства. Представлен схематически порядок комплексной переработки яблок, плодов и ягод, винограда, томатов.

Пищевая промышленность одна из самых развитых отраслей Украины и одновременно - одна из крупнейших источников образования отходов. Отходы пищевой промышленности и сельского хозяйства составляют 18% от общего количества отходов. Основная стратегия в решении вопросов охраны окружающей среды на данном этапе развития научно-технического прогресса заключается в ориентации технологий производства продукции пищевой и перерабатывающей промышленности на совершенствование в направлении безотходности [1]. Повышение эффективности использования вторичных отходов возможно только при наличии полной и достоверной информации о номенклатуре, классификации, качественных и количественных показателях, методах утилизации на основе передовых ресурсосберегающих технологий, разработанных в нашей стране и за рубежом.

В плодоовощной промышленности используется разнообразное сырье растительного происхождения: овощи и картофель, зернобобовые, плоды и ягоды и другие виды сырья. По своему физико-химическому составу один вид сырья значительно отличается от другого [2].

Плодоовощная промышленность выпускает широкий ассортимент консервированной продукции. Её можно разделить на три группы: овощная, томатная и фруктовая. К овощным

консервам относят: закусочные, обеденные, заправочные, натуральные, маринады, соки овощные. К томатным: томатная паста и пюре, соус, томатный сок. К фруктовым: компоты, варенье, джемы, повидло, конфитюры, пюре, соки фруктовые.

В плодоовощной промышленности образуются такие отходы производства: томатные и яблочные вытерки, яблочные и виноградные выжимки, томатные семена, плодовые косточки, шелуха картофеля, моркови, свеклы, кабачков, баклажан, створки зеленого горошка, ровные листья капусты, выжимки темноокрашенных ягод. Основным классификационным признаком отходов является стадия технологического процесса - очистка, протирка, прессование, резка, просеивание. Отходы, содержащие большое количество сахара, белка, пищевых кислот и масел, витаминов в плодоовощной, консервной отрасли составляют 0,5-0,9 млн. т. в год (яблочные, ягодные и овощные выжимки); 1-0,12 млн. т. в год (фруктовые косточки, скорлупа орехов). Удельный вес отходов составляет в среднем 25-40% массы перерабатываемого сырья. Сейчас промышленной переработке подвергаются не более 22% отходов. Более 80% побочных продуктов и отходов плодово-ягодного и овощного сырья скармливают животным в свежем или консервированном виде [3].

При дальнейшей переработке на пищевые цели из отходов плодов и овощей, некондиционного сырья и вторичных ресурсов на консервных заводах получают продукты, которые приведены в табл. 1

Таблица 1 – Продукты, получаемые из отходов плодов и овощей

Выжимки, вытерки, очистки, обрезки, кожура	Семена, косточки	Жмых, патока, фильтр-пресная грязь	Растительные отходы, не стандарт
Пектин, пектиновый концентрат	Посевной материал	Пектин	Пюре
Уксус	Миндальная паста	Кормовые добавки	Закваски
Крахмал	Активированный уголь	Глицерин	Напитки
Пищевые порошки	Кормовая мука	Молочная кислота	Пектин
Кормовая мука	Масло	Глутаминовая кислота	Сорбенты тяжелых металлов
Белковый концентрат	Абрикосовая паста (урбеч)	Этиловый спирт	Пищевые порошки
Закваски	Пищевой белок	Дрожжи	Красители
Этиловый спирт	Пищевые волокна и порошки	Сахар	Сиропы
Ароматические вещества	Наполнитель спецклеев	Лимонная кислота	Диффузные соки
Красители		Известковое удобрение	Продукты с регулируемым содержанием биологически активных веществ
Пищевые волокна		Продукты для изготовления лекарств	Антиоксидантные и радиопротекторные концентраты красителей
Пищевая клетчатка			

Производственный опыт показывает, что использование большинства отходов и вторичных ресурсов технически возможно и экономически выгодно. Данные об экономии первичного сырья за счет использования вторичного в плодоовощной отрасли приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Экономия первичного сырья за счет использования вторичного сырья

Название вторичного сырья по отраслям	Название первичного сырья, сэкономленного за счет использования вторичного	Объем использованного ВС (средний по отрасли), тыс.т	Коэффициент замены	Экономия первичного сырья за счет использования вторичного (средний по отрасли), тыс.т
Плодоовощная отрасль, всего в том числе:				104,9
томатные вытерки и семена	корма	14,0	0,900	12,6
очистки картофеля	корма	13,9	0,300	3,9
очистки овощного сырья	корма	110,5	0,800	88,4

Характерной особенностью вторичных сырьевых ресурсов является возможность использования одного и того же вида сырья для различных целей, а именно - в качестве кормов и в качестве сырья для дальнейшей переработки [4].

Основные направления привлечения вторичных сырьевых ресурсов в хозяйственный оборот плодоовощной промышленности Украины приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Направления использования вторичных сырьевых ресурсов

Вторичные сырьевые ресурсы	Направления использования		
	Пищевые	Кормовые	Технические и др.
Томатные семена	Масло пищевое	Кормопродукт	Смазка техническая, посевной материал
Плодовые косточки	Масло пищевое	-	-
Очистки овощей, картофеля, плодов	-	Натуральный корм, кормовые смеси	-
Яблочные выжимки	Пектин, порошок (хлебобулочные и кондитерские изделия), спирт пищевой	Кормовые смеси	Спирт технический

В целях совершенствования комплексного использования сырья целесообразно сочетать основные принципы классификации отходов, которые способствуют более точному составлению технологической, экономической и экологической характеристик, а также помогут повысить эффективность использования отходов. Общая классификация вторичного сырья к отходам плодоовощной промышленности приведена в таблице 4.

Таблица 4 – Общая классификация вторичного сырья плодоовощной промышленности

Название видов вторичного сырья и отходов	Технологическая стадия получения	Отрасли, которые используют вторичные сырьевые ресурсы или продукцию из них
Томатные вытерки	Первичная переработка сырья (очистка, протирка)	Животноводство

Томатные семена	Первичная переработка (протирание)	Масложировая, химическая, металлообрабатывающая, семеноводство, парфюмерно-косметическая
Яблочные вытерки	Первичная переработка сырья (очистка, протирка)	Животноводство
Яблочные выжимки	Первичная переработка сырья (прессование)	Флодоовощная, кондитерская, животноводство
Флодовые косточки	Первичная переработка сырья (очистка, протирка, прессование)	Масложировая, медицинская, литейная, гидролизная, кондитерская, парфюмерная
Виноградные выжимки	Первичная обработка сырья (прессование)	Винодельческая, кондитерская, флодоовощная
Очистки картофеля	Первичная обработка сырья (очистка, резка)	Флодоовощная, животноводство
Отходы темноокрашенных плодов и ягод	Первичная обработка сырья (очистка, прессование)	Кондитерская
Очистки и отходы овощей (моркови, свеклы, капусты, кукурузы, бобов, баклажан, кабачков, тыквы, перца)	Первичная обработка сырья (очистка, прессование, резка, протирка)	Животноводство, кондитерская, медицинская

Одним из направлений консервной промышленности является переработка яблок. При переработке в качестве отходов остаются выжимки – 28–36%, вытерки – 10–18%, очистки – 30–40%. Выжимки содержат питательные и биологически активные вещества: протеин, клетчатку, жир, без азотистые экстрактивные вещества, пектиновые и дубильные вещества. Химический состав яблочных выжимок следующий (%): сахар общий – 6–12; пектин – 1–2; целлюлоза – 1–2; дубильные вещества – 0,12–0,16; зола – 0,3–0,7; рН выжимок – 3,6–3,8. В процессе комплексной переработки яблок могут быть получены пектин, этиловый спирт, уксус, сухой пектин, желирующий концентрат, пищевой порошок, кормовая мука, пищевые масла [5]. Схема комплексной переработки яблок приведена на рисунке 1.

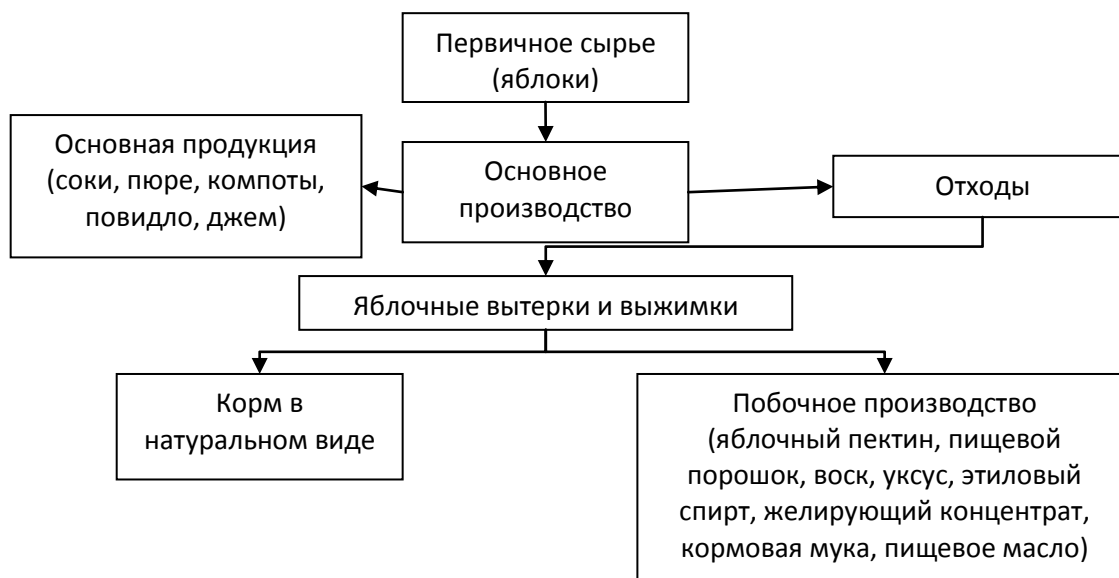


Рисунок 1 – Схема комплексной переработки яблок

При переработке косточковых плодов в компоты, варенье, джем остаются отходы – плодовые косточки составляют (%): у абрикосов и персиков – 5–12; у вишни и черешни – 5–16; в слив – 4–7. Скорлупа составляет 68–88% к массе косточек. При производстве соков из темных плодов и ягод образуются отходы в виде выжимок. Выжимки, получаемые при прессовании сырья, по своему химическому составу сохраняют все свойства сырья. Они содержат значительное количество сахаров, органических кислот, катехинов, антоцианов, лейко-антоцианов, флаванолглюкозидов и т. д. Особенно богаты выжимки фенольными соединениями, витамином С, а также яблочной кислотой, сахаром и пектином. Выжимки могут использоваться для производства сброженных соков, сиропов, спирта-сырца, уксуса, но наибольший эффект дает получение с темно окрашенных выжимок натуральных пищевых красителей [6]. Выход красителя достигает 24–29%. Схема комплексной переработки косточковых плодов и ягод приведена на рисунке 2.

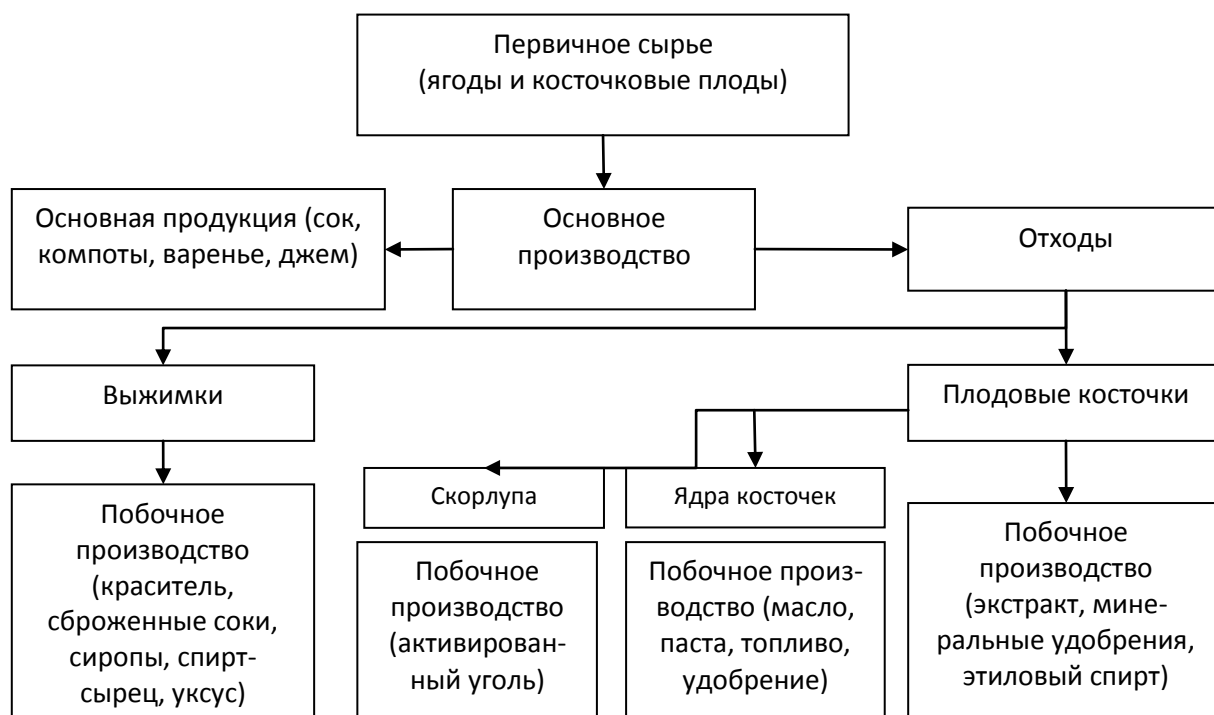


Рисунок 2 – Схема комплексной переработки косточковых плодов и ягод

Выжимки винограда составляют от 16–28% к массе сырья. Состав выжимок аналогичный составу винограда. В них присутствуют липиды, азотистые соединения, вода, углеводы, виннокислые соединения, фенольные вещества, витамины, органические кислоты. Масса гребней винограда при производстве сока составляет 4–6% от массы переработанного винограда. Масса виноградных выжимок составляет 10–15%, виноградные семена составляют – 3%. Семена содержат также 7% энетанина. Сейчас используют технологию одновременного получения масла и энетанина с помощью этилового спирта. Отходы производства виноградного сока используют для получения витамина Р, масла, спирта, уксуса, виннокислой извести, кормов, удобрения, энетанина. Отходы окрашенного винограда пригодны для получения энорасителя. Также разрабатывают добавки из семян, кожицы, гребня винограда и их смесей, содержащих эссенциальные компоненты [7]. Схема комплексной переработки винограда приведена на рисунке 3.



Рисунок 3 – Схема комплексной переработки винограда

Одну треть всех плодоовощных консервов составляют консервы из томатов. Отходы томатного производства содержат 25-30% сухих веществ, в том числе сахар, белки, жиры, клетчатку, минеральные вещества, аскорбиновую кислоту, каротин, токоферолы. Из них после обработки комплексными ферментными препаратами получают белковый концентрат и влажную гомогенную массу пищевой клетчатки. Семена содержат 27-30% жира. Количество сырого протеина в жмыхе из томатного семени достигает 37-44%, в том числе переваримого - 27-29%, безазотистых экстрактивных веществ - 15-25%, золы - 5,3-6,3%, жиров - 10-12%. Разработана технология получения пищевого белка из жмыха томатного семени в виде порошка и пасты, используемые для замены животных белков или обогащения пищевых продуктов. Часть семян томатов высушивается до 10%, и если перерабатывался один сорт, то они используются для посева, а из остатков разрушенных семян, остатков томатной мякоти и кожуры производится кормовая мука или масло. Скорлупу применяют для изготовления крошки, которая может использоваться для удаления нагара и последствий коррозии двигателей внутреннего сгорания и паровых турбин, а так же при производстве активированного угля и фурфурола. Схема комплексной переработки томатов приведена на рисунке 4.

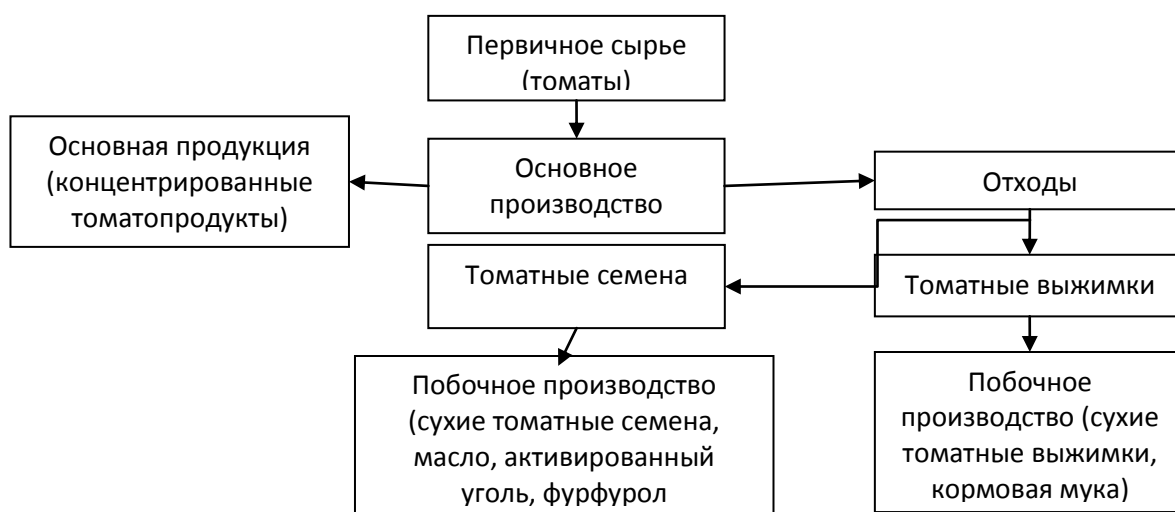


Рисунок 4 – Схема комплексной переработки томатов

Отходы моркови при производстве сока составляют 40%; при выработке пюре – 22%; при очистке – 10%. Отходы моркови в среднем содержат 21% сухих веществ. Химический состав

отходов моркови (%): белок – 8,2–22,8; сахар – 32–36; клетчатка – 8–9; зола – 5–8; пектиновые вещества – 17,2; каротин – 46–100 мг на 100 г; витамин С – 8,5 мг на 100 г. Отходы моркови пригодны для получения витаминных концентратов, каротина, пектина, спирта и комбикормов.

Отходы при переработке свеклы составляют 24–30%. Основные отходы свеклы: жмых – 90%; кормовая патока – 3,5–5% и фильтр–пресная грязь – 5–6%. Выход жмыха составляет около 80% переработанной свеклы. В свежем жмыхе содержатся воды – 93% и сухие вещества – 6–7%. В состав сухих веществ входят (%): клетчатка – 2,5%, азотистые вещества – 0,6, пектиновые вещества – 2,6, зола – 0,2 и сахароза – 0,2. Отходы свеклы могут быть использованы для получения спирта, красителей и в качестве известкового удобрения для кислых почв. Жмых свеклы – ценный корм для скота, его применяют в свежем, сухом и кислом виде. Сухой жмых используется для приготовления некоторых комбикормов, выработки свекловичного пектина. Патока применяется для производства этилового спирта, сдобривания грубых кормов и приготовления комбикормов, служит сырьем для производства хлебопекарных дрожжей. Путем сбраживания мелассы производится глицерин, молочная, лимонная и глутаминовая кислоты и другие продукты. Способом известковой сепарации из мелассы вытягивается сахар. Фильтр–пресная грязь из свеклы содержит углекислый кальций (около 80%), соль, фосфорную кислоту и азотистые вещества [8].

Отходы баклажанов – 8%, кабачков – 5% богаты углеводами и могут быть применены для получения спирта. Отходы кукурузы (в стадии молочной зрелости) составляют 75%. Они богаты на целлюлозу, белки, зольные элементы, содержащие жир и другие ценные вещества и пригодны в свежем или силосуемые как корм для скота. Стержни початков кукурузы используют в качестве топлива. Из них получают также клей, бумагу, пластические материалы, линолеум. Благодаря наличию пентозанов из стержней кукурузы могут быть получены сахар и продукты его брожения, в частности молочная кислота [9]. Ценные материалы дает сухая перегонка стержней кукурузы, особенно важные фурфурол и его производные.

Таким образом, достигнутый уровень развития науки и техники дает возможность перерабатывать все без исключения побочные продукты и отходы производства плодоовощной промышленности. Комплексное использование сырья позволит при постоянном или даже уменьшенном количестве перерабатываемых ресурсов, увеличивать объем и ассортимент производимой продукции. Это приведет к повышению экономических показателей отрасли, решит проблему рационального природопользования при переработке сельскохозяйственного сырья, будет способствовать охране окружающей среды.

Список литературы

1. Технології поводження з відходами харчових виробництв: навч. посіб. для вищ. навч. закл./ Г. В. Крусір, Р. І. Шевченко, Я. П. Русєва І. П. Кондратенко, І. П. Крайнов. – Одеса : Астропринт, 2014. – 400 с.
2. Лебедева, М. И., Анкудинова, И. А. Экология: Учебное пособие. – Тамбов: Изд-во ТГТУ, 2002. – 80 с.
3. Статистична інформація щодо основних показників соціально-економічного, демографічного розвитку України [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.ukrstat.gov.ua>.
4. Магомедов, М. Г. Производство плодоовощных консервов и продуктов здорового питания. – СПб.: Изд-во «Лань», 2015. – 560 с.
5. Донченко, Л. В. Пектин: основные свойства, производство и применение / Л. В. Донченко, Г. Г. Фирсов. – М.: ДеЛи принт, 2007. – 276 с.
6. Дубініна, А. А., Карпенко З. П., Дубініна С. О., Селютіна Г. А. Товарознавство вторинної сировини. Навчальний посібник. – К.: "Видавничий дім "Професіонал", 2009. – 336 с.
7. Орлова, Н. Я. Продовольчі товари. Фрукти, ягоди, овочі, гриби та продукти їхньої переробки: підручник: 3-тє вид., допов. і переробл. – К.: КНТЕУ, 2013. – 516 с.
8. Осика, В. А. Товарознавство. Харчові продукти. Розділ Фрукти, ягоди, овочі, гриби та продукти їхньої переробки: О.К.Л.. – К.: КНТЕУ, 2013. – 100с.
9. Подпрятов, Г. І. Скалецька, Л. Ф. Сеньков, А. М. Зберігання і переробка продукції рослинництва. – К.: ЦП Компринт, 2010. – 544 с.

WAYS OF DEVELOPMENT OF REFRIGERATING INDUSTRY IN RUSSIAN FEDERATION

ПУТИ РАЗВИТИЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ В РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

<p style="text-align: center;">Tatarenko Yu.V., Candidate of Technical Sciences, associate professor Korovin A.V., master student Ivanovsky M.I., master student Sagaidak N.S., master student</p>	<p style="text-align: center;">Татаренко Ю.В., к.т.н, доцент Коровин А.В., магистрант, Ивановский М.И., магистрант Сагайдак Н.С., магистрант</p>
<p style="text-align: center;">ITMO Universitu, Russia, 197101, St. Petersburg, Kronverksky prospect, 49</p>	<p style="text-align: center;">Университет ИТМО, Россия, 197101, г. Санкт-Петербург, Кронверкский проспект, д.49</p>
<p>E-mail: lavrtat@mail.ru</p>	

Abstract

The paper considers the main trends in the development of the refrigeration industry. The classification of industrial refrigeration equipment is given. The main directions in the development of high-power compressors, namely the use of electric motors with permanent magnets. The design of petal gas-dynamic bearings is considered in detail. Presented one of the leading Russian developers and manufacturers of instrumentation and automation-firm ARIES. To solve the main problems, it is necessary to unite the efforts of all interested structures (producers and consumers of cold, scientists, authorities) in the development of a long-term scientific and technical program for the development of the refrigeration industry.

Аннотация

В работе рассмотрены основные тенденции в развитии холодильной индустрии. Приведена классификация промышленного холодильного оборудования. Рассмотрены основные направления в развитии компрессоров большой мощности, а именно применение электродвигателей с постоянными магнитами. Подробно рассмотрена конструкция лепестковых газодинамических подшипников. Представлен один из ведущих российских разработчиков и производителей контрольно-измерительных приборов и средств автоматизации – фирма ОВЕН. Для решения основных проблем необходимо объединение усилий всех заинтересованных структур (производителей и потребителей холода, ученых, представителей власти) в разработке долгосрочной научно-технической программы развития холодильной промышленности.

Настоящее время – не самое лучшее для холодильной промышленности, что более усугубилось с введением санкций против Российской Федерации. В данной статье рассмотрим, какие инновационные решения принимаются как в Российской Федерации, так и за рубежом. Для этого необходимо произвести разделение «промышленного холодильного оборудования» на две группы. Первая группа – это индустрия производства компонентов для холодильных установок. Это компрессоры, теплообменное оборудование, приборы холодильной автоматики, линейные компоненты, электронные управляющие блоки и системы, электрооборудование, трубопроводы, фитинги, масла, хладагенты и другое. Вторая группа – это индустрия производства непосредственно холодильных установок из компонентов, указанных выше.

Сегодня на рынке холодильного оборудования присутствует огромное количество разных производителей [1]. Самыми известными, конечно же, являются западноевропейские

компании, оборудование которых отличается высоким качеством исполнения и современным дизайном[2]. Цены на оборудование также находятся на высоком уровне.

Появляются новые технические тенденции в разработке компрессоров большой мощности. Одна из самых заметных новейших тенденций в конструировании компрессоров большой мощности– внедрение частотно-регулируемых приводов (*VFD*-моторов). В компрессорах большой мощности вслед за устройствами ротационного и спирального типов стали применяться электромоторы с постоянными магнитами (*PM*-двигатели). Еще одним направлением развития сегмента компрессоров большой мощности является сочетание *PM*-двигателей с технологией безмасляного подвеса ротора, который представлен на рис.1.

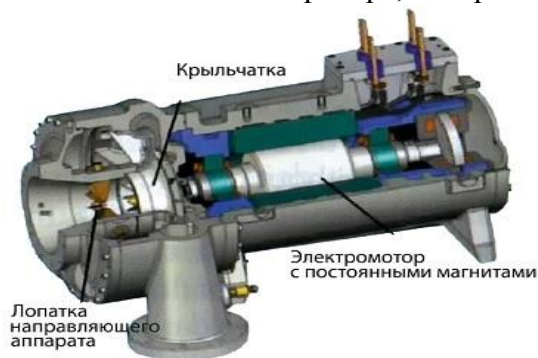


Рисунок 1 – Центробежный компрессор с магнитным подвесом вала с крыльчаткой и *PM*-мотором, соединенными напрямую

Привод третьего поколения *TraneAdaptiveFrequency (AFD3)* является полностью интегрированным приводом компрессора с изменяемой скоростью вращения. В его основе лежит двигатель на постоянном магните и блоком контроллера *TracerAdaptiView*, который оптимизирует эффективность работы чиллера через регулирование скорости компрессора и управление положением лопаток. Надёжная конструкция *AFD3* может эффективно работать при провалах напряжения в электрической сети, бросках напряжения и при других дисбалансах в питающем напряжении, обеспечивая надёжную работу чиллера.

Магнитные подшипники обеспечивают отсутствие потерь на трение по сравнению с обычными подшипниками и отсутствие контура смазки и сопутствующего оборудования (масляный насос, масляный фильтр, масляный нагреватель и т.д.). Однако при этом возникла задача правильной остановки вала компрессора, особенно в экстренных случаях. В нормальном режиме часть энергии вращения отбирается и накапливается внутри ротора, когда электропитание пропадает, предварительно накопленная энергия поступает на подшипники и панель управления. К тому времени, как накопленная энергия рассеется, ротор компрессора достигнет практически нулевой скорости вращения и ляжет на вспомогательные опоры.

Традиционная схема лепесткового ГДП изображена на рис. 2. В корпусе подшипника выполнены продольные пазы, в которых закреплены изготовленные из пружинной стали лепестки (показаны красным цветом на рис. 2, а), образующие непрерывную поверхность, составленную из клиньев. Когда вал неподвижен, лепестки за счет упругости касаются поверхности вала и поддерживают его в подвешенном состоянии (рис. 2, в). При начале вращения вала на лепестках под воздействием эффекта Бернулли возникают аэродинамические силы. С увеличением частоты вращения эти силы растут, пока их величина не становится достаточной для отделения лепестков от вала (рис. 2, б). Отсутствие контакта лепестков с валом позволяет реализовать очень большие скорости вращения [3]. Однако у ГДП имеются и существенные недостатки. При каждом старте и торможении происходит износ антифрикционного покрытия, которое наносится на поверхность лепестков, контактирующих с валом, поэтому ресурс такой опоры прямо зависит от режима работы и количества стартов и торможений.

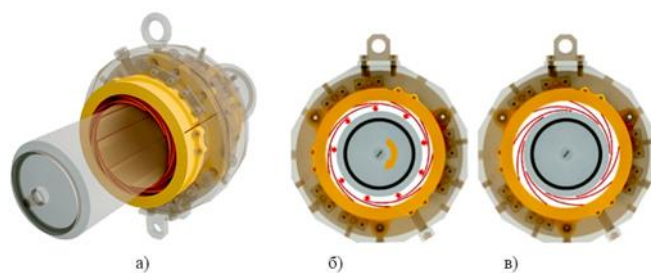


Рисунок 2 – Типичная конструкция лепесткового газодинамического подшипника: а – общий вид; б – подшипник в рабочем состоянии; в – подшипник при неподвижном вале

Компания ОВЕН – ведущий российский разработчик и производитель контрольно-измерительных приборов и средств автоматизации для различных отраслей промышленности. Компания имеет собственное производство с современным оснащением для серийного выпуска приборов, а так же лабораторию для разработки новых и современных приборов. Многоступенчатая система испытаний и тестирования изделий: на соответствие метрологическим характеристикам и климатическим нормам, ЭМС и помехоустойчивость, прочность и виброустойчивость.

К сожалению, современных технологий в Российской Федерации в области теплообменного оборудования на данный момент нет. Проведённые исследования показали, что собирают изделия почти целиком из комплектующих, изготовленных за рубежом, или выпускают теплообменники по зарубежным технологиям, но с учётом российского опыта производства. При этом в процессе изготовления деталей и агрегатов частично используют импортные материалы, а иногда и готовые комплектующие [4]. Тем не менее, российское производство развивается и увеличивает свою долю на рынке, хотя по качеству и надёжности выпускаемого оборудования соперничать с европейскими аналогами на сегодняшний день им пока сложно.

Задачей российских специалистов и учёных является развитие отечественного холодильного машиностроения с привлечением к решению данной проблемы власти РФ, выполнение исследований и разработка прогрессивных технических решений, которые обеспечат нашей технике конкурентные преимущества [5].

Именно этого настойчиво добивается Российский союз предприятий холодильной промышленности в течение последних лет. Холодильная промышленность должна войти в круг кураторства Министерства промышленности и торговли РФ. Это позволит обеспечить разработку госполитики в сфере производства техники и совершенствования технологического процесса генерации во всех сферах экономического развития [6].

Все же львиная доля современных разработок в области холодильных машин остается за Европейскими и Американскими производителями, это связано с упадком экономики в 90 гг. Но нынешняя ситуация складывается таким образом, что нам просто необходимо шагать в ногу со временем, разрабатывать новые технологии, внедрять их на Российский рынок и создавать здоровую конкуренцию иностранным партнерам. Это один из важных факторов в развитии экономики Российской Федерации.

Список литературы

1. Сапожников, В. Б. Тенденции рынка холодильной техники // Молочная промышленность. – №4. – 2014. – С. 26–28.
2. Полевой, А. А., Умрихин Р. В. Развитие рынка холодильного оборудования в России// Холодильная техника. – № 3. – 2011. – С. 10–12.
3. Румянцев, М. Ю., Захарова, Н. Е., Сигачев, С. И. Применение лепестковых газодинамических подшипников в турбогенераторных агрегатах малой мощности // Известия МГТУ «МАМИ». – № 4 (22). – 2014. – т. 1. – С. 61–68.
4. Краткий обзор Российского рынка торгово-холодильного оборудования [Электронный ресурс] // Холодильщик. – № 8 (20). – август, 2006. – URL: http://www.holodilshchik.ru/index_holodilshchik_issue_8_2006_Study_Trade_equipment_BMAC.htm.

5. Антонова, З. Г. Переход экономики России на инновационный путь развития // Известия Томского Политехнического университета. – №6. – 2013. – С. 26–32.

6. Условия и перспективы развития холодильной промышленности России [Электронный ресурс] / Криотехника. – URL: <http://criotechnika.ru/articles/usloviya-i-perspektivy-razvitiya-xolodilnoj-promyshlennosti-rossii.html>.

УДК 641.539 : 621.574.013-932.2

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ ДЕФЛЕГМАТОРА
АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА В СОСТАВЕ
КОМБИНИРОВАННОГО БЫТОВОГО ПРИБОРА**

**SIMULATION OF THE THERMAL REGIME OF THE REFLUX CONDENSER
ABSORPTION REFRIGERATION UNITS IN A COMBINATION OF HOUSEHOLD
APPLIANCES**

Titlov A.S. , Doct. of Tech. Sc, Prof. Kholodkov A.O. , graduate student Priymak V.G. , graduate student	Титлов А.С. , д.т.н., профессор Холодков А.О. , аспирант Приймак В.Г. , аспирант
Odessa National Academy of Food Technologies, 1/3, Dvoryanskay St., Odessa, Ukraine, 65082	Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, 65082, Одесса, Дворянская, 1/3
E-mail: titlov1959@gmail.com	

Abstract

A promising direction of energy saving in household appliances can be the development of devices that combine the functions of cold storage and heat treatment of food, semi-finished products and agricultural raw materials. In such household combined appliances, the heat released during the implementation of the refrigeration cycle is not diverted directly to the environment, but is transferred to a special TC, while the volume of the TK is maintained at a temperature higher than the air temperature in the room. The effect of energy saving is achieved by expanding the functionality of household appliances without attracting additional energy. The analysis of temperature regimes of AXA showed that only the lift section of the dephlegmator ensures the efficiency of the TC in the combined heat device. The carried out modeling of thermal regimes of the lift section of the reflux condenser showed that the thermal insulation should cover the entire section, its thickness for fiberglass cloth should be not less than 3 ... 4 mm. Thermal losses to the environment in this case are reduced from 17 to 22%. The developed model is of particular interest when optimizing the operating conditions of AXA with variable thermal loads in the generator, including with afterburning. Having the dependence of the flow rate of the steam mixture at the inlet to the reflux condenser from the applied heat load, it is possible to control the location of the ammonia vapor purification zone at any air temperature in the room and to realize the energy saving modes of operation of household combined devices using electronic control systems.

Аннотация

Перспективным направлением в энергосбережении может стать разработка бытовых приборов, совмещающих функции холодильного хранения и тепловой обработки пищевых продуктов, полуфабрикатов и сельскохозяйственного сырья. В таких комбинированных бытовых приборах теплота, выделяющаяся при реализации холодильного цикла, не отводится в

окружающую среду, а направляется в специальную тепловую камеру (ТК). В объеме ТК поддерживается температура выше, чем температура воздуха в помещении. Эффект энергосбережения достигается за счет того, что температурные режимы в ТК поддерживаются без привлечения дополнительных энергозатрат. Анализ температурных режимов работы абсорбционных холодильных агрегатов (АХА) показал, что только подъемный участок дефлегматора, обеспечивает эффективность ТК в комбинированном тепловом приборе. Проведенное моделирование тепловых режимов подъемной секции дефлегматора показало, что теплоизоляция должна покрывать всю секцию, и ее толщина для стеклоткани должна быть не менее 3 ... 4 мм. Тепловые потери в окружающую среду в этом случае сокращаются от 17 до 22 %. Особый интерес разработанная модель представляет при оптимизации режимов работы АХА с переменными тепловыми нагрузками в генераторе, в том числе и с форсажными. Имея зависимость расхода паровой смеси на входе в дефлегматор от подводимой тепловой нагрузки, можно контролировать расположение зоны очистки пара аммиака при любой температуре воздуха в помещении и реализовывать энергосберегающие режимы работы бытовых комбинированных приборов с помощью электронных систем управления.

Введение

Анализ тепловых режимов абсорбционных холодильных агрегатов (АХА) показал, что перспективным направлением в энергосбережении может стать разработка бытовых приборов, совмещающих функции холодильного хранения и тепловой обработки пищевых продуктов, полуфабрикатов и сельскохозяйственного сырья [1]. В таких комбинированных бытовых приборах теплота, выделяющаяся при реализации холодильного цикла, не отводится в окружающую среду, а направляется в специальную тепловую камеру (ТК). В объеме ТК поддерживается температура выше, чем температура воздуха в помещении. Эффект энергосбережения достигается за счет того, что температурные режимы в ТК поддерживаются без привлечения дополнительных энергозатрат.

На предварительном этапе разработки бытовых комбинированных приборов был проведен анализ технологий, использующих термическую обработку продуктов, полуфабрикатов и сырья. Показано, что для реализации в быту подавляющего числа пищевых технологий достаточным является диапазон температур 50...70°C [2].

В современной бытовой холодильной технике такой диапазон температур отвода тепла холодильного цикла может быть получен только в АХА, причем анализ температурных полей показал, что необходимым температурным потенциалом (более 70°C) обладает опускной и подъемный участки дефлегматора и ректификатор [3].

В опускном участке дефлегматора и в ректификаторе проходит паровой поток водоаммиачной смеси, который используется для предварительного подогрева потока крепкого водоаммиачного раствора (ВАР) на входе генератора, поэтому отбор тепла в этих элементах влияет на энергетическую эффективность цикла АХА.

Максимальный эффект энергосбережения, в части обеспечения температурных режимов ТК, может быть достигнут в случае отбора тепла на подъемном участке дефлегматора. С учетом того, что большинство времени эксплуатации АХА в составе холодильного прибора работает в нестационарном режиме (позиционном [4] либо комбинированном [5]) с переменными тепловыми нагрузками на элементах следует оценить возможность применения ТК в составе абсорбционного холодильного прибора.

В первую очередь, необходимо оценить тепловой и температурный потенциал подъемного участка дефлегматора при работе в таких нестационарных режимах.

Объект исследования – подъемный участок дефлегматора АХА.

Метод исследования – моделирование температурных полей с использованием прикладных программ.

Математическая модель тепловых режимов дефлегматора АХА

Функциональная схема работы подъемного участка дефлегматора АХА представлена на рис. 1.

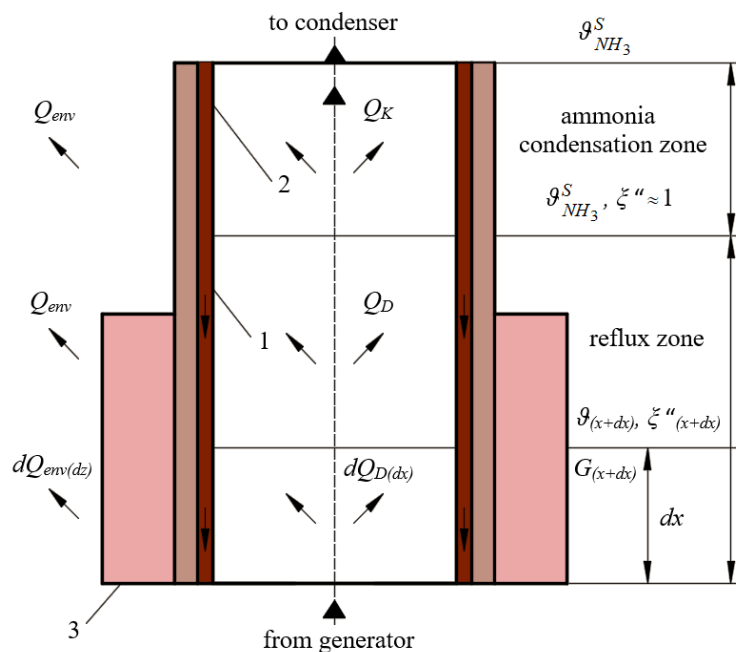


Рисунок 1 – Схема потоков тепла и массы в дефлегматоре

В общем случае, исходя из общих физических представлений, можно выделить два режима работы дефлегматора:

а) режим очистки паровой смеси, когда температура стенки (t_s) превышает температуру конденсации аммиака ($g_{NH_3}^S$);

б) режим частичной конденсации чистых паров аммиака ($t_s \leq g_{NH_3}^S$).

При идеальном режиме работы дефлегматора реализуется режим "а".

Исходными данными при моделировании являются:

а) размеры подъемного участка дефлегматора (длина L_D , внутренний d_{in} и наружный d_{out} диаметры трубы);

б) коэффициенты теплопроводности материала стенки трубы дефлегматора (λ_s) и материала тепловой изоляции (λ_{ii});

в) массовый расход пара аммиака на выходе подъемного участка дефлегматора G_{ex}'' ;

г) параметры потока паровой смеси на входе в подъемный участок дефлегматора (температура g_{ent} , массовая концентрация ξ''_{ent}).

На вход подъемного участка дефлегматора поступает паровая водоаммиачная смесь с параметрами g_{ent} , ξ''_{ent} , G_{ent}'' .

При частичной дефлегмации на начальном (нижнем) участке за счет разности температур стенки и потока концентрация аммиака в нем увеличивается. Равновесная температура потока паровой смеси (g) при этом снижается и на следующем, расположенном выше участке дефлегматора, температура стенки будет ниже, чем на начальном.

За счет изменения температуры стенки по высоте дефлегматора будут иметь место аксиальные перетоки тепла по сечению трубы (Q_{ax}).

Противотоком паровой смеси по внутренней стенке дефлегматора стекает охлажденная флегма. Теплота дефлегмации (Q_D) после подогрева флегмы (Q_F) отводится в окружающую среду (Q_{env}) как в зоне установки теплоизоляционного кожуха, так и со свободной поверхности трубы.

В основе математической модели лежат уравнения сохранения тепла и массы, которые для участка дефлегматора высотой Δx имеют вид

$$\Delta Q_{D(dx)} = \Delta Q_{env(dx)} + \Delta Q_F + \Delta Q_{ax}, \quad (1)$$

$$G''_{ex} = G''_{dx} + G'_{dx}, \quad (2)$$

где G''_{dx} и G'_{dx} – массовые расходы паровой смеси на выходе участка Δx и флегмы, образующейся на этом участке, соответственно, кг/с.

Для начального участка аксиальные перетоки тепла будут входить в левую часть уравнения (1) со знаком «плюс», а для конечного участка – со знаком «минус». На промежуточных участках вклад аксиальных перетоков представляет разность между притоком тепла от нижнего участка и оттоком тепла к верхнему участку.

При записи составляющих уравнения (1) применялись следующие допущения:

- а) термическое сопротивление пленки флегмы незначительно и при моделировании тепловых режимов дефлегматора ими можно пренебречь [6];
- б) температуры флегмы и стенки дефлегматора равны и на участке Δx постоянны;
- в) на участке Δx температура стенки дефлегматора постоянна в аксиальном и радиальном направлениях.

С учетом этих допущений уравнения (1) приобретает вид:

- а) входной (начальный) участок 1:

$$\alpha_{D(1)}(\mathcal{G}_{ent} - t_1) \cdot \Delta F_{in} = K_l(t_1 - t_{env}) \cdot \Delta x + G_{F(1)} \cdot C_{F(1)}(t_1 - t_2) + \frac{\lambda}{\Delta x}(t_1 - t_2) \cdot F_{sec}; \quad (3)$$

- б) выходной (конечный) участок K :

$$\alpha_{D(K)}(\mathcal{G}_K - t_K) \cdot \Delta F_{in} = K_l(t_K - t_{env}) \cdot \Delta x + \frac{\lambda}{\Delta x}(t_{K-1} - t_K) \cdot F_{sec}; \quad (4)$$

- в) промежуточный участок i ($i = 2 \dots K - 1$):

$$\alpha_{D(i)}(\mathcal{G}_i - t_i) \cdot \Delta F_{in} = K_l(t_i - t_{env}) \cdot \Delta x + G_{F(i)} \cdot C_{F(i)}(t_i - t_{i+1}) + \frac{\lambda}{\Delta x}(t_{i-1} - 2t_i + t_{i+1}) \cdot F_{sec}; \quad (5)$$

где $\alpha_{D(i)}$ – коэффициент теплообмена при конденсации водоаммиачного парового потока, Вт/(м²·К);

\mathcal{G}, t – температуры на участке Δx парового потока и стенки (флегмы), соответственно, °С;

K_l – линейный коэффициент теплопередачи между конденсирующимся паровым потоком и окружающей средой на участке Δx , Вт (м·К);

ΔF_{in} и F_{sec} – площадь внутренней стенки участка Δx и аксиального сечения трубы дефлегматора, соответственно, м²;

G_F, C_F – массовый расход и массовая теплоемкость поступающей флегмы, соответственно, кг/с и Дж/(кг·К).

Для нахождения неизвестных параметров парового потока на выходе участка Δx ($\mathcal{G}_{(x+dx)}$, $G_{(x+dx)}$ и $\xi''_{(x+dx)}$) к уравнениям (3-5) добавляются уравнения материального баланса по подъемному участку дефлегматора.

С учетом того, что дефлегматор должен покинуть поток чистого аммиака G'' , а в ректификатор возвратится флегма, содержащая как воду G_w^D , так и аммиак G_a^D , выражения для равновесной массовой концентрации можно представить в виде:

- а) для паровой смеси

$$\xi'' = \frac{G'' + G_a^D}{G'' + G_a^D + G_w^D}; \quad (6)$$

б) для жидкой смеси (флегмы)

$$\xi' = \frac{G_a^D}{G_a^D + G_w^D}. \quad (7)$$

Равновесные концентрации определяются температурой ϑ_{ex} и полным давлением в системе. Решая систему (6), (7) относительно G_a^D и G_w^D , находим

$$G_a^D = G'' \cdot \frac{1 - \xi''}{\xi' - 1 + \xi'' \left(\frac{1 - \xi'}{\xi'} \right)}, \quad (8)$$

$$G_w^D = G_a^D \cdot \frac{1 - \xi'}{\xi'}. \quad (9)$$

Из уравнений (8) и (9) можно определить полный поток флегмы, стекающей в ректификатор

$$G_F = G_a^D + G_w^D. \quad (10)$$

Таким образом, по заданной входной концентрации потока паровой смеси и расхода очищенного аммиака на выходе можно однозначно определить расход паровой смеси на входе в подъемный участок дефлегматора

$$G''_{ex} = G'' + G_F. \quad (11)$$

На участке Δx теплоту дефлегмации можно выразить и через теплоту фазового перехода r :

$$\Delta Q_{D(\Delta x)} = G_{F(\Delta x)} \cdot r. \quad (12)$$

Массовая концентрация флегмы определяется по температуре стенки дефлегматора, которую в первом приближении можно принять равной температуре потока ϑ .

Находим долю аммиака и воды в потоке флегмы на участке Δx

$$G_{a(\Delta x)}^D = G_{F(\Delta x)} \cdot \xi'_{(\Delta x)}, \quad (13)$$

$$G_{w(\Delta x)}^D = G_{F(\Delta x)} \cdot (1 - \xi'_{(\Delta x)}). \quad (14)$$

С учетом сжиженной флегмы, запишем уравнение для массовой концентрации потока на выходе участка Δx

$$\xi''_{ex(\Delta x)} = \frac{G'' + G_a^D - G_{a(\Delta x)}^D}{G'' + G_w^D - G_{w(\Delta x)}^D + G_w^D - G_{w(\Delta x)}^D}. \quad (15)$$

По значению концентрации $\xi''_{ex(\Delta x)}$ определяется равновесная температура потока паровой смеси на выходе участка Δx .

Представленная модель позволяет проводить как конструкторский, так и поверочный расчет подъемного участка дефлегматора АХА.

В результате конструкторского расчета подъемного участка дефлегматора с учетом исходных данных следует определить диаметр (d_{ii}) и высоту (h_{ii}) теплоизоляционного кожуха, при которых при температуре воздуха в помещении 32 °С обеспечивается полная очистка пара аммиака ($\zeta'' = 1$).

На первом этапе конструкторского расчета определяем диаметр теплоизоляционного кожуха на основе приближенного соотношения

$$G''_{ent} \cdot i''_{ent} - G'' \cdot i'' = \frac{\bar{\vartheta} - t_{env}}{R_{ti}}, \quad (16)$$

где i''_{ent} и i'' – удельная энтальпия паровой водоаммиачной смеси на входе подъемного участка дефлегматора и пара аммиака на выходе, соответственно, Дж/кг;

\bar{g} – средняя температура паровой смеси на подъемном участке дефлегматора, °С;

$$\bar{g} = \frac{g_{ent} + g_{NH_3}^S}{2};$$

t_{env} – температура воздуха в помещении (принимается равной 25 °С);

R_{ii} – суммарное термическое сопротивление тепловой изоляции, К/Вт.

На втором этапе при комфортной температуре воздуха в помещении 22 °С, проводим поверочный расчет теплоизоляционного кожуха. Определяем неизбежные потери аммиака при транспортировке в двух случаях – при традиционном проектировании с частичной установкой теплоизоляции на подъемном участке дефлегматора и при полной его теплоизоляции.

Таким образом, разработанная математическая модель позволяет определить оптимальные конструкторские размеры теплоизоляционного кожуха на подъемном участке дефлегматора, в том числе и при различных тепловых нагрузках на кипятильнике – генераторе.

Система уравнений (3)–(5) – (12)–(15) решалась при помощи итерационного метода, основанного на непосредственном определении температуры в каждом узле из разностного уравнения балансов энергии [7].

Для участка цилиндрической трубы длиной Δx с учетом принятых допущений можно записать три типа уравнений – для входного и выходного участка и для промежуточных участков (рис. 2).

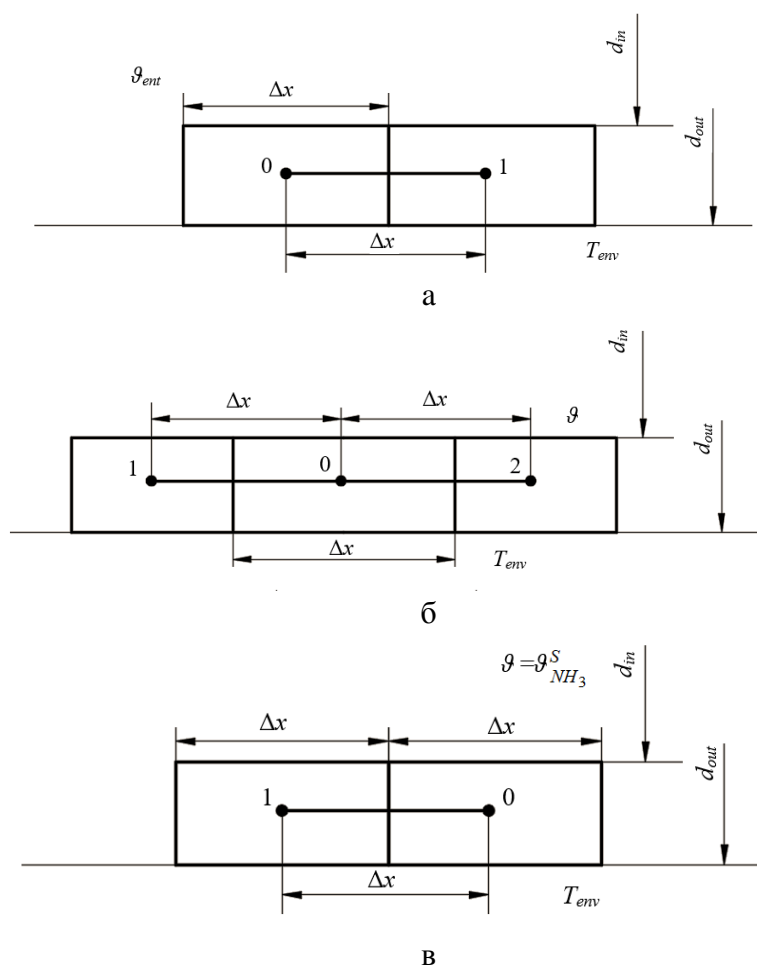


Рисунок 2 – Тепловые схемы типичных узлов подъемного участка дефлегматора АХА без теплоизоляционного кожуха: а – входной участок; б – промежуточный участок; в – выходной участок

Для случая «а» уравнение баланса энергии

$$\alpha_D \pi d_{in} \cdot (\mathcal{G}_{ent} - T_0) \Delta x + G_{F(1)} \cdot C_{F(1)} \cdot (T_1 - T_0) + \frac{\lambda}{\Delta x} F_{sec} (T_1 - T_0) + \alpha_k \pi d_{out} (T_{env} - T_0) \Delta x = 0. \quad (17)$$

После обозначения:

$$A = \alpha_D \pi d_{in} \cdot \Delta x; \quad ; B = G_{F(1)} \cdot C_{F(1)} \\ C = \frac{\lambda}{\Delta x} F_{sec}; \quad D = \alpha_k \pi d_{out} \cdot \Delta x,$$

уравнение (17) примет вид

$$\frac{A \mathcal{G}_{ent}}{(A + B + C + D)} + \frac{B + C}{(A + B + C + D)} \cdot T_1 + \frac{D}{(A + B + C + D)} \cdot T_{env} = T_0. \quad (18)$$

Обозначая постоянные величины в уравнении (18) соответствующим образом, получим соотношение для температуры узла «0»

$$T_0 = a_0 + a_1 T_1 + a_2 T_{env}. \quad (19)$$

Для случая «б» уравнение баланса энергии

$$\alpha_D \pi d_{in} \cdot (\mathcal{G} - T_0) \Delta x + G_{F(2)} \cdot C_{F(2)} \cdot (T_2 - T_0) + \frac{\lambda}{\Delta x} F_{sec} (T_1 - T_0) + \frac{\lambda}{\Delta x} F_{sec} (T_2 - T_0) + \alpha_k \pi d_{in} (T_{env} - T_0) \Delta x = 0. \quad (20)$$

После обозначения:

$$A = \alpha_D \pi d_{in} \cdot \Delta x; \quad B = G_{F(2)} \cdot C_{F(2)}; \quad C = \frac{\lambda}{\Delta x} F_{sec}; \quad D = \alpha_k \pi d_{in} \cdot \Delta x,$$

уравнение (20) примет вид

$$\frac{A}{(A + B + 2C + D)} \cdot \mathcal{G} + \frac{C}{(A + B + 2C + D)} \cdot T_1 + \frac{B + C}{(A + B + 2C + D)} \cdot T_2 + \frac{D}{(A + B + 2C + D)} \cdot T_{env} = T_0. \quad (21)$$

Применяя аналогичные обозначения, получаем соотношение для температуры узла «0»

$$T_0 = b_0 + b_1 \mathcal{G} + b_2 T_1 + b_3 T_2 \quad (22)$$

Для случая «в» уравнение баланса энергии:

$$\alpha_D \pi d_{in} \cdot (\mathcal{G} - T_0) \Delta x + \frac{\lambda}{\Delta x} F_{sec} (T_1 - T_0) + \alpha_k \pi d_{in} (T_{env} - T_0) \Delta x = 0. \quad (23)$$

После обозначения:

$$A = \alpha_D \pi d_{en} \cdot \Delta x \quad ; \quad B = \frac{\lambda}{dx} F_{sev} \quad , \quad C = \alpha_k \pi d_{en} \cdot \Delta x,$$

уравнение (23) примет вид

$$\frac{A}{(A + B + C)} \cdot \mathcal{G} + \frac{B}{(A + B + C)} \cdot T_{env} + \frac{C}{(A + B + C)} \cdot T_1 = T_0. \quad (24)$$

Упрощая (24) получим соотношение для температуры узла «0»

$$T_0 = c_0 + c_1 \mathcal{G} + c_2 T_1 \quad (25)$$

Расчет по уравнениям типа (19), (22) и (25) проводился методом Гаусса-Зайделя [7], который позволяет значительно уменьшить время сходимости за счет постоянного обновления текущих расчетных температур.

Расчет тепловых режимов в зоне установки теплоизоляционного кожуха проводится аналогичным образом с учетом термического сопротивления цилиндрического слоя теплоизоляции.

Результаты расчетов подъемных дефлегматоров типичных бытовых АХА приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Результаты расчета подъемного участка дефлегматора типичных бытовых АХА

Наименование расчетных параметров	Базовые объекты		
	Холодопроизводительность испарителя АХА, Вт		
	40	50	60
	Высота подъемной части дефлегматора, м		
	0,80	1,00	1,25
Массовый расход $G \cdot 10^5$, кг/с			
– аммиака во флегме	0,198	0,248	0,297
– воды во флегме	0,388	0,486	0,583
– флегмы	0,586	0,733	0,878
– пара аммиака на выходе дефлегматора	3,330	4,171	5,002
– паровой смеси на входе дефлегматора	3,916	4,905	5,882
Тепловая нагрузка подъемного участка дефлегматора, Вт	20,9	26,2	31,5
Термическое сопротивление тепловой изоляции при температуре воздуха, К/Вт:			
– 32 °С	2,54	2,02	1,68
– 22 °С	3,01	2,40	2,00
Тепловые потери при комфортной температуре воздуха в помещении (22 °С), Вт:			
– при установке тепловой изоляции на всем дефлегматоре	1,8	2,2	3,3
– в базовой конструкции	7,4	10,9	13,7
Снижение тепловых потерь на подъемном участке дефлегматора АХА по сравнению с базовой конструкцией, %	17	22	22

Расчеты проведены для трубы дефлегматора диаметром $16 \times 1,5$ мм. Материал трубы – сталь ($\lambda_{\text{ст}} = 45$ Вт/(м·К)). Материал теплоизоляции кожуха – ткань из стекловолна ($\lambda_{\text{т}} = 0,056$ Вт/(м·К)). На вход подъемного участка дефлегматора поступает водоаммиачная паровая смесь с температурой равной 120°С.

1. Перспективным направлением энергосбережения в бытовой технике может стать разработка приборов, совмещающих функции холодильного хранения и тепловой обработки пищевых продуктов, полуфабрикатов и сельскохозяйственного сырья. В таких бытовых комбинированных приборах теплота, выделяющаяся при реализации холодильного цикла, не отводится сразу в окружающую среду, а передается в специальную ТК, при этом в объеме ТК поддерживается температура выше, чем температура воздуха в помещении. Эффект энергосбережения достигается за счет расширения функциональных возможностей бытовых приборов без привлечения дополнительных энергозатрат.

2. Анализ температурных режимов АХА показал, что только подъемный участок дефлегматора обеспечивает работоспособность ТК в составе комбинированного теплового прибора.

3. Проведенное моделирование тепловых режимов подъемного участка дефлегматора показало, что тепловая изоляция должна закрывать весь участок, ее толщина для стекловолнистой ткани должна быть не менее 3...4 мм. Тепловые потери в окружающую среду при этом сокращаются от 17 до 22 %.

4. Особый интерес разработанная модель представляет при оптимизации режимов работы АХА с переменными тепловыми нагрузками в генераторе, в том числе и с форсажными. Имея зависимость расхода паровой смеси на входе в дефлегматор от подводимой тепловой нагрузки, можно контролировать расположение зоны очистки пара аммиака при любой температуре воздуха в помещении и реализовывать энергосберегающие режимы работы бытовых комбинированных приборов с помощью электронных систем управления.

Список литературы

1. Титлов, А. С. Разработка новых конструкций бытовых комбинированных приборов абсорбционного типа, совмещающих функции холодильного хранения и тепловой обработки [Текст] / А. С. Титлов, С. В. Вольневич, Ю. А. Козонова // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій . – 2013. – Т.1. – Вип. 44. – С. 231–241.
2. Тележенко, Л. М. Розробка нового типу побутових комбінованих приладів [Текст] / Л. М. Тележенко, О. С. Тітлов, С. В. Вольневич, Ю. О. Козонова // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2009. – № 35. – Т.1. – С. 22–25.
3. Тітлов, О. С. Науково–технічні основи створення енергозберігаючих побутових абсорбційних холодильних приладів [Текст] / О. С. Тітлов, М. Д. Захаров // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2009. – № 35. – Т.1. – С. 113–127.
4. Titlova, O. Concept of automatic control system for improving the efficiency of the absorption refrigerating units / O. Titlova, V. Khobin, O. Titlov //Automation of technological and business–processes. – 2016. – V. 2. – № 4. – P. 4–7.
5. Titlova, O. Search of the energy efficient operation modes of absorption refrigeration units / O. Titlova, O. Titlov, O. Olshevskaya // Eastern–European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – 5/2 (83). – P. 45–53.
6. Kholodkov, A. Modeling of thermal modes of the reflux condenser of the absorption refrigeration unit [Текст] / A. Kholodkov, A. Titlov // EUREKA: Physics and Engineering. – 2017. – No 3. – P.31–40.
7. Кириллов, В. Х. Компьютерное моделирование физических и технологических процессов. Теория, алгоритмы, программы / В. Х. Кириллов, В. В. Зуб, А. С. Титлов, А. К. Ширшков // Учебное пособие. – Одесса: Издательство ВМВ, 2016. – 565 с.

УДК 621.574.013-932.2:621.574.1:661.91

АНАЛИЗ ПЕРСПЕКТИВ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПАРОЭЖЕКТОРНОЙ И АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ГАЗА И ПОЛУЧЕНИЯ ЖИДКОГО УГЛЕВОДОРОДНОГО ТОПЛИВА

ANALYSIS OF PROSPECTS OF THE USE STEAM JET AND ABSORPTION CHILLERS FOR COOLING THE PROCESS GAS AND EXTRACTION OF LIQUID HYDROCARBON FUELS

Titlov A.S. ¹ , Doct. of Tech. Sc, Prof. Sagala T.A. ² , PhD, Senior Lecturer Dyachenko T.V. ³ , PhD, associate professor Artyukh V.N. ⁴ , graduate student Maguryan N.S. ⁵ , student	Титлов А.С. ¹ , д.т.н., профессор Сагала Т.А. ² , к.т.н., старший препод. Дьяченко Т.В. ³ , к.т.н., доцент Артюх В.Н. ⁴ , аспирант Магуриян Н.С. ⁵ , студентка
Odessa National Academy of Food Technologies, 1/3, Dvoryanskay St., Odessa, Ukraine, 65082	Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, 65082, Одесса, Дворянская, 1/3
E-mail: titlov1959@gmail.com	

Abstract

Streams of hydrocarbon gases obtained in the chemical and oil refining industries having a sufficiently high temperature are advisable to be cooled to separate fractions of liquid hydrocarbon fuel from them. In winter, this is possible by cooling the gas with industrial water from the circulating heat supply system, and in summer, especially in the southern regions of the country, installations for

producing artificial cold are needed. The object of the study is heat-utilizing refrigerating units of the vapor-injected and absorption type. The subject of the study is the operational modes of heat-using refrigerating units of a vapor-jet and absorption type. The methods of research are theoretical, by modeling the work cycles. It is shown that when the process gas is cooled to produce a liquid hydrocarbon fuel from it using vapor-jet and absorption refrigeration units, the technical parameters of the absorption models are slightly higher (by 20 ... 25 %) than the vapor-injected type.

Аннотация

Потоки углеводородных газов, получаемых в технологиях химических и нефтеперерабатывающих производств, имеющих достаточно высокую температуру, целесообразно охлаждать для выделения из них фракций жидкого углеводородного топлива. В зимний период это возможно путем охлаждения газа технической водой из оборотной системы теплоснабжения, а в летний период, особенно для южных районов страны, необходимы установки для производства искусственного холода. Объект исследования – теплоиспользующие холодильные установки пароэжекторного и абсорбционного типа. Методы исследования – теоретические, путем моделирования рабочих циклов. При охлаждении технологического газа для получения из него жидкого углеводородного топлива с помощью пароэжекторной и абсорбционной холодильных установок технические показатели абсорбционной холодильной установки несколько выше (на 20 ... 25 %), чем у пароэжекторной холодильной установки.

Потоки углеводородных газов, получаемых в технологиях химических и нефтеперерабатывающих производств, имеющих достаточно высокую температуру (порядка 60°C и выше), целесообразно охлаждать до 20...35°C для выделения из них фракций жидкого углеводородного топлива. Расчеты показали, что из газа с массовым составом углеводородов и при давлении этого газа 10...11 бар может быть сконденсировано 36...57% по массе жидкого н-бутана и н-пентана. При этом необходимо отводить 150...230 кДж тепла на 1 кг газа. В расчетах использовались справочные данные [1-3].

В зимний период это возможно путем охлаждения газа технической водой из оборотной системы теплоснабжения, а в летний период, особенно для южных районов страны, необходимы установки для производства искусственного холода.

Следует иметь в виду, что на вышеназванных производствах имеются теплогенераторы (котельные установки, печи и т.п.), продукты сгорания на выходе из которых имеют достаточно высокий (300...350°C) потенциал и нуждаются в утилизации. Утилизированное тепло может быть использована для получения искусственного холода.

К числу таких теплоиспользующих холодильных установок (ХУ) относятся пароэжекторные (ПЭХУ) и водоаммиачные абсорбционные (АХУ).

В настоящей работе проводится сравнение основных технических показателей этих двух типов установок применительно к задаче охлаждения технологического углеводородного газа в летний период. Такое сравнение позволит более обоснованно подойти к выбору типа ХУ и для решения подобных задач.

Объект исследования – теплоиспользующие холодильные установки пароэжекторного и абсорбционного типа.

Предмет исследования – рабочие режимы теплоиспользующих холодильных установок пароэжекторного и абсорбционного типа.

Методы исследования – теоретические, путем моделирования рабочих циклов.

Условия сравнения технических показателей в ПЭХУ и АХУ

Рассмотрены режимы работы типичной технологической линии нефтеперерабатывающих производств [1]:

- расход технологического газа 12 т/ч (состав газа указан выше), его давление 10 бар, температура на входе в испаритель ХУ 60°C;

- расход утилизируемых продуктов сгорания $18 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ (примерно 13,5 т/ч при плотности $0,75 \text{ кг/м}^3$), их температура 350°C;

- температура технической воды на входе в охлаждаемые элементы ХУ 40°С, на выходе из них 45 °С.

В результате расчетов для каждой ХУ определяются:

- температура конца охлаждения технологического газа;

- температура конца охлаждения продуктов сгорания;

- параметры в характерных точках термодинамических циклов ХУ: давление P_i , температура t_i , удельный объем v_i , энтальпия h_i , массовое паросодержание x_i , концентрация аммиака в воде аммиачной смеси (для АХУ) ξ_i , расход G (приведенный [кг/кг] и абсолютный [кг/с]), скорости потоков (для потоков в проточной части эжектора ПЭХУ);

- холодопроизводительность и тепловой коэффициент ХУ;

- тепловая нагрузка теплообменных аппаратов и мощности насосов - побудителей циркуляции;

- поверхности нагрева и габариты теплообменного оборудования;

- габариты эжекторной группы (для ПЭХУ).

Технические показатели ПЭХУ

Принципиальная схема и цикл ПЭХУ представлены на рис.1. В качестве хладагента и рабочего тела приняты вода и водяной пар, как наиболее перспективные для заданного уровня температур [3].

Технологический газ охлаждается в испарителе I от 60 до 35°С за счет полного выкипания в нём (7-10) относительно низкотемпературной (25 °С) пароводяной смеси. При этом от газа отводится тепло и из него конденсируются жидкое углеводородное топливо. Образующиеся в I водяные пары отсасываются и сжимаются (1-2) эжекторами $\mathcal{E}Г$ за счет кинетической энергии высокотемпературного пара из парогенератора $ПГ$, реализующейся при расширении этого пара (9-а) в соплах $\mathcal{E}Г$. Сжатый до давления конденсации в $\mathcal{E}Г$ пар (точка 2) охлаждается и конденсируется (2-3-4) в конденсаторе $К$, отдавая охлаждающей конденсатор технической воде тепло. Сконденсировавшаяся вода (точка 4) разветвляется на два потока: один поток направляется в холодильную часть установки и, после дросселирования (4-7) в $ДВ$ до состояния пароводяной смеси (точка 7) поступает в I для полного выпаривания; другой поток воды сжимается насосом $Н$ до давления парогенератора и направляется в него, где подогревается и кипит (5-8-9) за счёт подвода утилизируемого от продуктов сгорания тепла. Генерируемый в $ПГ$ высокотемпературный пар поступает в $\mathcal{E}Г$ в качестве энергоносителя для сжатия «холодного» пара из I . Цикл замыкается.

Параметры в характерных точках цикла и основные показатели термодинамической эффективности ПЭХУ представлены в табл.1 и 2. Пароэжекторная группа рассчитывалась по методике, разработанной авторами в ОНАХТ. Цикл рассчитывался по общепринятой методике [3], используя справочные данные [4]. При расчетах принято: коэффициенты скорости в эжекторах $\mathcal{E}Г$ – сопла рабочего пара 0,96; кольцевого сопла сжимаемого пара 0,9; камеры смешения 0,95; КПД диффузора 0,93; КПД насосов для перекачки воды 0,8.

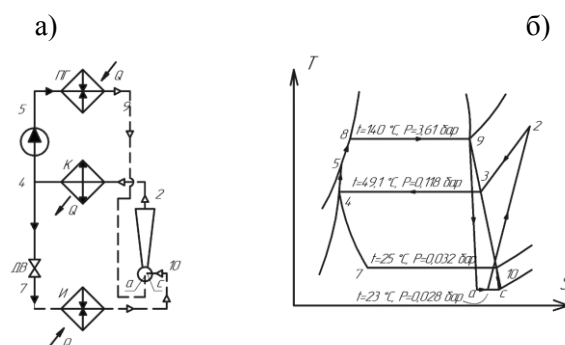


Рисунок 1 – Принципиальная схема (а) термодинамический цикл, (б) T-S диаграмма ПЭХУ: ПГ – парогенератор-утилизатор, ЭГ – эжекторная группа, К – конденсатор, И – испаритель, ДВ – дроссельный вентиль, Н – насос

Пароэжекторная группа. Количество эжекторов – 6. Параметры рабочего пара: температура 140 °С, давление 3,61 бар, степень сухости 1, расход на один эжектор 0,057 кг/с.

Параметры отсасываемых водяных паров: температура 25°C, давление 0,032 бар, степень сухости 1, расход на один эжектор 0,036 кг/с.

Параметры смеси паров в камере смешения: температура 23°C, давление 0,028 бар, степень сухости 0,952. Коэффициент эжекции 0,625. Габариты одного эжектора: длина 1,7 м, диаметр 0,3 м.

Оценивались поверхности нагрева и габариты элементов теплообменного оборудования ХУ: парогенератора, конденсатора и испарителя. Расчёты проводились в соответствии с методиками [5].

Парогенератор. Тепловая нагрузка: 860 кВт. Греющая среда: продукты сгорания с расходом 3,74 кг/с. Температуры на входе и выходе 350°C и 144°C, соответственно, давление 1 бар. Нагреваемая среда: вода и водяной пар с расходом 0,342 кг/с. Температуры на входе и выходе 49,1°C и 140°C, соответственно, давление 3,61 бар. Конструкция: прямоточный с кипением внутри оребренных труб с наружным диаметром 50 мм, степень оребрения 13, приведенный коэффициент теплопередачи 280 Вт/(м²·К), поверхность нагрева 58 м². Габариты: длина 1,6 м, ширина 1,6 м, высота 2,5 м.

Конденсатор. Тепловая нагрузка 1362 кВт. Греющая среда: перегретый и насыщенный конденсирующийся водяной пар с расходом 0,556 кг/с. Температуры на входе и на выходе 89,3 °C и 49,1 °C, соответственно, давление 0,12 бар. Нагреваемая среда: техническая вода с расходом 65 кг/с. Температуры на входе и на выходе 40 °C и 45 °C, соответственно, давление 1 бар. Мощность насоса для прокачки воды 4,1 кВт. Конструкция: противоточный с конденсацией на наружной поверхности труб диаметром 20 мм. Коэффициенты теплопередачи на участке снятия перегрева 30 Вт/(м²·К), на участке конденсации 100 Вт/(м²·К). Поверхность нагрева 258 м². Габариты: длина 2 м, диаметр 1,6 м.

Таблица 1 – Параметры в характерных точках цикла ПЭХУ

№ точки	1	2	3	4	5	7	8	9	10	a	c
t, °C	23	89,3	49,1	49,1	49,1	25	140	140	25	23	23
p, бар	0,0281	0,118	0,118	0,118	3,614	0,032	3,614	3,614	0,032	0,028	0,028
i, кДж/кг	2424,6	2662,1	2590,3	205,56	205,56	205,56	589,0	2734,0	2546,8	8102,6	2543,2
v, м ³ /кг	46,26	14,16	13,56	0,001	0,001	1,79	0,011	0,51	43,40	39,86	48,62
x, кг	0,952	1	1	0	0	0,041	0	1	1	0,82	1
x, кг/кг	2,6	2,6	2,6	2,6	1,6	1,0	1,6	1,6	1,0	1,6	1,0
G, кг/с	0,556	0,556	0,556	0,556	0,342	0,214	0,342	0,342	0,214	0,342	0,214
w, м/с	689,4	25,0	-	-	-	-	-	25,0	25,0	1124,0	86,5

Таблица 2 – Показатели термодинамической эффективности схемы ПЭХУ

Наименование показателя	Размерность	Численное значение
Конечная температура охлаждения технологического газа	°C	35
Конечная температура утилизируемых продуктов сгорания	°C	144
Количество получаемого жидкого углеводородного топлива	т/ч	4,31
Холодопроизводительность установки	кВт	500
Количество утилизированного тепла	кВт	862
Тепловой коэффициент	-	0,58
Тепло, отведенное от конденсатора	кВт	1362
Расход хладагента	т/ч	0,77
Мощность насоса в цикле ПЭХУ	кВт	0,15
Расход охлаждающей воды	т/ч	233,5
Мощность насоса охлаждающей воды	кВт	4,1

Испаритель. Тепловая нагрузка 500 кВт. Греющая среда: технологический газ с расходом 3,33 кг/с. Температуры на входе и на выходе 60 °C и 35 °C, соответственно, давление 10

бар. Количество сконденсировался углеводородного топлива 4,31 т/ч. Нагреваемая среда: кипящая пароводяная смесь с расходом 0,214 кг/с, давление 0,032 бар. Конструкция: трубчатый с конденсацией жидких углеводородов в объеме на внешней оребренной поверхности труб диаметром 20 мм (степень оребрения 7) и кипением пароводяной смеси внутри этих труб. Приведенный коэффициент теплопередачи 420 Вт/(м²·К). Поверхность нагрева 60 м². Габариты: длина 1,8 м, ширина 0,5 м, высота 2,2 м.

Технические показатели АХУ

Принципиальная схема и цикл АХУ представлены на рис. 2. Схема работает на водоаммиачной смеси (хладагент - аммиак, абсорбент - вода). Технологический газ охлаждается в испарителе *И* от 60 до 32 °С за счёт выкипания в нём (5-6) при минимальном давлении в цикле P_0 относительно холодной (9 °С) парожидкостной аммиачной смеси. При этом от газа отводится теплота и из неё конденсируются жидкие углеводороды. Образующийся в испарителе *И* насыщенный пар аммиака, перегреваясь (6-7) в охладителе жидкости *ОЖ*, охлаждает жидкий аммиак (3-4), поступающий в охладитель *ОЖ* из конденсатора *К*.

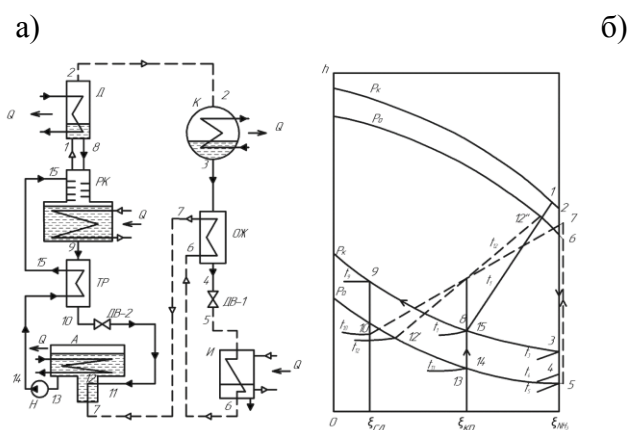


Рисунок 2 – Принципиальная схема (а) термодинамический цикл, (б) h - ξ диаграмма АХУ: Г – генератор, РК – ректификационная колонна, Д – дефлегматор, К – конденсатор, ОЖ – охладитель жидкости, ДВ-1 ДВ-2 – дроссельные вентили, И – испаритель, А – абсорбер, ТР – теплообменник растворов (на диаграмме линия 5-6-7 показана для наглядности условно, в действительности она лежит на линии $\xi = 1$). Индексы *сл* и *кр* относятся к «слабому» и «крепкому» растворам, соответственно

Подогретый пар аммиака (точка 7) поступает в абсорбер *А*, где после барботирования в «слабом» водоаммиачном растворе (точка 11), попадает в *А* после дросселирования (10-11) в *ДВ-2* от максимального давления в цикле до минимального, смешивается с этим «слабым» раствором (точка 12) и абсорбируется им до состояния «крепкого» насыщенного раствора (точка 13). При этом технической водой, охлаждающий абсорбер *А*, отводится теплота абсорбции. Полученный «крепкий» раствор сжимается в насосе *Н* (13-14) до давления P_0 , подогревается (14-15) в регенеративном теплообменнике *ТР* за счет охлаждения в нём «слабого» раствора из генератора *Г* и поступает через ректификационную колонну *РК* в генератор *Г*. В генераторе «крепкому» раствору противотоком подводится теплота утилизируемых продуктов сгорания, при этом раствор кипит, его температура повышается, а концентрация по аммиаку уменьшается (15-9). Смесь паров аммиака и воды переменной концентрации, омывая в *РК* пленки ещё не подогретого в *Г* и потому более холодного «крепкого» раствора, охлаждается и обогащается по аммиаку за счет частичной конденсации водяного пара. Окончательная очистка смеси паров осуществляется в дефлегматоре при отводе от него (1-2) технической водой теплоты дефлегмации. Образовавшееся при этом флегма (смесь сконденсировавшейся воды и части аммиака, состояния близкого к точке 8) возвращаются обратно в *Г*. Очищенный аммиачный пар конденсируется (2-3) в *К* за счет отвода к охлаждающей

его технической воде теплоты конденсации. Сконденсировавшийся жидкий аммиак переохлаждается в *ОЖ*, дросселируется (4-5) в *ДВ-1* и поступает в качестве хладагента в *И*. Цикл замыкается.

Параметры в характерных точках цикла и основные показатели термодинамической эффективности АХУ представлены в табл. 3 и 4. Расчеты проводились в соответствии с методиками [3, 6], использовались справочные данные [7].

Аналогично ПЭХУ оценивались поверхности нагрева и габариты элементов теплообменного оборудования АХУ. Результаты приведены ниже.

Генератор. Тепловая нагрузка 1027 кВт. Греющая среда: продукты сгорания с расходом 3,74 кг/с, давление 1 бар. Температуры на входе и на выходе 350 °С и 100 °С, соответственно. Нагреваемая среда: кипящий водоаммиачный раствор с расходом 1,258 кг/с; концентрация аммиака 0,483 кг/кг на входе и 0,113 кг/кг на выходе; температуры на входе и на выходе 93,4 °С и 179,2 °С, соответственно; давление 20 бар.

Конструкция: принят аппарат с пленочной раздачей раствора внутри вертикальных оребренных труб наружного диаметра 120 мм (коэффициент оребрения 13), поперечно омываемых продуктами сгорания. Такая конструкция позволяет организовать противоточную схему тепломассообмена с отводом генерируемого внутри труб водоаммиачного пара переменной концентрации аммиака в ректификационную колонну.

Возможны и другие варианты, например, 3-4 ступенчатая конструкция с кипением в каждой ступени в объеме соответствующего аппарата и сбором пара различной концентрации их аппаратов всех ступеней в общую ректификационную колонну.

Для принятой конструкции: приведенный коэффициент теплопередачи 286 Вт/(м²·К), поверхность нагрева 71 м². Габариты: высота 2,5 м, диаметр 2,4 м.

Абсорбер. Тепловая нагрузка 952 кВт. Греющая среда: водоаммиачная парожидкостная смесь с расходом 1,258 кг/с. Температуры на входе и на выходе 94,1 °С и 50 °С, соответственно. Нагреваемая среда: кипящий водоаммиачный раствор с расходом 1,258 кг/с; концентрация пара на входе 0,907 кг/кг, раствора на входе 0,23 кг/кг и 0,483 кг/кг на выходе; давление 6 бар. Конструкция: противоточный змеевиковый с движением воды внутри труб диаметром 20 мм. Коэффициент теплопередачи 500 Вт/(м²·К). Поверхность нагрева 76 м². Габариты: длина 1,6 м, диаметр 1,5 м.

Конденсатор. Тепловая нагрузка 554,5 кВт. Греющая среда: конденсирующийся пар аммиака с расходом 0,525 кг/с, температуры на входе и на выходе 49,4 °С, давление 20 бар. Нагреваемая среда: техническая вода с расходом 26,4 кг/с, температуры на входе и на выходе 40 °С и 45 °С, соответственно, давление 1 бар.

Конструкция: противоточный с конденсацией на наружной поверхности труб диаметром 20 мм. Коэффициент теплопередачи 1000 Вт/(м²·К), поверхность нагрева 80 м². Габариты: длина 1,5 м, диаметр 1,2 м.

Дефлегматор. Тепловая нагрузка 104,5 кВт. Греющая среда: водоаммиачный пар с расходом 1,04 кг/с, температуры на входе и на выходе 93,4 °С и 49,4 °С, соответственно, концентрации на входе и на выходе 0,98 и 1,0, соответственно, давление 20 бар. Нагреваемая среда: техническая вода с расходом 5 кг/с, температуры на входе и на выходе 40 °С и 45 °С, соответственно, давление 1 бар.

Конструкция: трубчатый аппарат с конденсацией флегмы на наружной поверхности оребренных труб диаметром 20 мм (степень оребрения 7). Приведенный коэффициент теплопередачи 412 Вт/(м²·К), поверхность нагрева 11 м². Габариты: длина 1,6 м, диаметр 0,8 м.

Испаритель. Тепловая нагрузка 584 кВт. Греющая среда: технологический газ с расходом 3,33 кг/с. Температуры на входе и на выходе 60 °С и 32 °С, соответственно, давление 10 бар. Количество сконденсировался углеводородного топлива 5,26 т/ч. Нагреваемая среда: кипящая парожидкостная аммиачная смесь с расходом 0,525 кг/с, температурами на входе и на выходе 9,3 °С, давление 6 бар.

Конструкция: трубчатый с конденсацией жидких углеводородов в объеме на внешней оребренной поверхности труб диаметром 20 мм (степень оребрения 7) и кипением аммиака

внутри этих труб. Приведенный коэффициент теплопередачи 420 Вт/(м²·К). Поверхность нагрева 40 м². Габариты: длина 1,5 м, ширина 0,3 м, высота 2,2 м.

Таблица 3 — Параметры в характерных точках цикла АХУ

№ точки	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	12'	12''	13	14	15
t, °C	93,4	49,4	49,4	33,5	9,3	9,3	40	93,4	179,2	97,3	97,3	94,1	94,1	94,1	50	50	93,4
p, бар	20	20	20	20	6	6	6	20	20	20	6	6	6	6	6	20	20
ξ_{NH_3} , кг/кг	0,98	1	1	1	1	1	1	0,423	0,113	0,113	0,113	0,23	0,907	0,423	0,483	0,483	0,483
h, кДж/кг	1862,1	1711,9	653,71	575,22	575,22	1267,3	1767,2	643,23	1136,3	749,08	749,08	678,3	2001,8	1174,13	417,56	417,56	643,23
v , м ³ /кг	80,55	0,065	0,0018	0,0018	10,021	0,21	0,242	0,0014	1,197	1,1	1,1	0,0012	287,3	107,4	0,0013	0,0013	0,0014
x, кг/кг	1	1	0	0	0,094	1	1	0	0	0	0	0	1	0,374	0	0	0
G, кг/кг	1,04	1	1	1	1	1	1	1,04	1,397	1,397	1,397	1,397	0,896	2,397	2,397	2,397	2,397
G, кг/с	0,546	0,525	0,525	0,525	0,525	0,525	0,525	0,021	0,733	0,733	0,733	0,733	0,47	1,258	1,258	1,258	1,258

Таблица 4 – Показатели термодинамической эффективности схемы АХУ

Наименование показателя	Размерность	Численное значение
Конечная температура охлаждения технологического газа	°С	32
Конечная температура утилизируемых продуктов сгорания	°С	100
Количество получаемого жидкого углеводородного топлива	т/ч	5,26
Холодопроизводительность установки	кВт	584
Количество утилизированного тепла	кВт	1027
Тепловой коэффициент	-	0,57
Тепло, отводимое в конденсаторе	кВт	554,5
Тепло, отводимое в абсорбере	кВт	952,0
Тепло, отводимое в дефлегматоре	кВт	104,5
Тепловая нагрузка теплообменника растворов	кВт	284,0
Тепловая нагрузка охладителя жидкости	кВт	42,3
Расход хладагента	т/ч	1,89
Мощность насоса в цикле АХУ	кВт	2,8
Расход охлаждающей воды	т/ч	276,2
Мощность насоса охлаждающей воды	кВт	4,8

Теплообменник растворов. Тепловая нагрузка 284 кВт. Греющая среда: слабый водоаммиачный раствор с концентрацией аммиака 0,113 кг/кг, расходом 2,64 т/ч, температуры на входе и на выходе 179,2 °С и 97,3 °С, соответственно, давление 20 бар. Нагреваемая среда: крепкий водоаммиачный раствор с концентрацией аммиака 0,483 кг/кг, расходом 1,258 кг/с, температуры на входе и на выходе 50 °С и 93,4 °С, соответственно, давление 20 бар.

Конструкция: трубчатый противоточный с нагревом крепкого раствора на наружной поверхности труб диаметром 10 мм. Коэффициент теплопередачи 500 Вт/(м²·К), поверхность нагрева 9 м². Габариты: длина 1 м, диаметр 0,4 м.

Охладитель жидкости. Тепловая нагрузка 42,3 кВт. Греющая среда: жидкий аммиак с расходом 0,525 кг/с, температуры на входе и на выходе 49,4 °С и 33,5 °С, соответственно, давление 20 бар. Нагреваемая среда: перегретый пар аммиака с расходом 0,525 кг/с, температуры на входе и на выходе 9,3 °С и 40 °С, соответственно, давление 6 бар.

Конструкция: трубчатый противоточный с нагревом пара на наружной поверхности оребренных труб диаметром 15 мм (степень оребрения 7). Приведенный коэффициент теплопередачи 210 Вт/(м²·К), поверхность нагрева 16 м². Габариты: длина 1 м, диаметр 0,7 м.

Полученные выше данные позволяют провести сопоставление основных технических показателей ПЭХУ и АХУ применительно к цели охлаждения технологического углеводородного газа.

Результаты технического анализа технических показателей ПЭХУ И АХУ

Результаты сопоставления показателей сведены в таблице 5.

Анализ результатов табл. 5 показал, что получение большего количества жидкого углеводородного топлива в варианте с АХУ (при примерно равных тепловых коэффициентах в обоих типах установок) связано с:

1) возможностью более глубокого охлаждения технологического газа (температура кипения аммиака в испарителе АХУ равна 9 °С, в то время как в испарителе ПЭХУ вода кипит при 25 °С);

2) возможностью более глубокой утилизации продуктов сгорания (до □ 100 °С) ввиду переменности температуры кипения водоаммиачного раствора в парогенераторе АХУ;

Таблица 5 – Основные технические показатели ПЭХУ и АХУ

Наименование показателя		Единицы измерения	Численные значения	
			ПЭХУ	АХУ
Конечная температура охлаждения технологического газа		°С	35	32
Конечная температура утилизируемых уходящих газов		°С	144	100
Количество получаемых жидких углеводородов		т/ч	4,31	5,26
Холодопроизводительность установки		кВт	500	584
Тепловой коэффициент установки		-	0,58	0,57
Расход хладагента		т/ч	0,75	1,78
Мощность насоса в цикле установки		кВт	0,15	2,8
Мощность насоса охлаждающей воды		кВт	4,1	4,8
Парогенератор	Тепловая нагрузка	кВт	862	1027
	Коэффициент теплопередачи	Вт/(м ² ·К)	280	286
	Поверхность нагрева	м ²	58	71
	Габариты	м	1,6×1,6×2,5	2,5×2,4
Испаритель	Тепловая нагрузка	кВт	500	584
	Коэффициент теплопередачи	Вт/(м ² ·К)	420	420
	Поверхность нагрева	м ²	60	40
	Габариты	м	1,8×0,5×2,2	1,5×0,5×2,2
Конденсатор	Тепловая нагрузка	кВт	1362	554,5
	Коэффициент теплопередачи	Вт/(м ² ·К)	972	1000
	Поверхность нагрева	м ²	258	80
	Габариты	м	2×1,3	1,5×1,2
Абсорбер	Тепловая нагрузка	кВт	-	952
	Коэффициент теплопередачи	Вт/(м ² ·К)	-	500
	Поверхность нагрева	м ²	-	76
	Габариты	м	-	1,6×1,5
Дефлегматор	Тепловая нагрузка	кВт	-	104,5
	Коэффициент теплопередачи	Вт/(м ² ·К)	-	412
	Поверхность нагрева	м ²	-	11
	Габариты	м	-	1,6×0,8
Теплообменник	Тепловая нагрузка	кВт	-	284
	Коэффициент теплопередачи	Вт/(м ² ·К)	-	500
	Поверхность нагрева	м ²	-	9
	Габариты	м	-	1×0,4
Охладитель жидкости	Тепловая нагрузка	кВт	-	42,3
	Коэффициент теплопередачи	Вт/(м ² ·К)	-	210
	Поверхность нагрева	м ²	-	16
	Габариты	м	-	1×0,7
Эжекторная группа	Количество эжекторов	шт.	6	-
	Расход рабочего пара на один эжектор	т/ч	2,05	-
	Коэффициент эжекции	т/ч	0,625	-
	Габариты одного эжектора	м	1,7×0,3	-
Суммарная тепловая нагрузка теплообменного оборудования		кВт	2724	3548,3
Суммарная поверхность нагрева теплообменного оборудования		м ²	376	303
Суммарный расход охлаждающей воды		т/ч	233,5	276,2
Суммарная мощность насосов		кВт	4,25	7,6

3) меньшие суммарные поверхности нагрева теплообменного оборудования (на \square 25%) в АХУ, несмотря на большее количество теплообменных аппаратов, это связано с отводом теплоты к охлаждающей воде не только в конденсаторе, как это имеет место в ПЭХУ, но и в абсорбере и дефлегматоре, осуществляющийся при больших, чем в конденсаторе, температурах напорах.

Выводы

При охлаждении технологического газа для получения из него жидкого углеводородного топлива с помощью парожеткорной и абсорбционной холодильных установок технические показатели АХУ (возможность более глубокого охлаждения газа, большее количество получаемого топлива, меньшие суммарные поверхности нагрева теплообменных аппаратов) несколько выше (на 20 – 25 %), чем ПЭХУ.

Тем не менее, ввиду определенной сложности АХУ (большее число элементов оборудования, более высокий уровень давлений 6 - 20 бар, применение более агрессивного хладагента – аммиака) окончательный выбор типа холодильной установки для этих целей может быть сделан, исходя из условий и возможностей конкретного производства.

Список литературы

1. Варгафтик, Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н. Б. Варгафтик. – М.: Наука, 1972. – 720 с.
2. Павлович, Н. В. Справочник по теплофизическим свойствам природных газов и их компонентов / Н. В. Павлович. – М-Л: Госэнергоиздат, 1962. – 120 с.
3. Кошкин, Н. Н. Холодильные машины / Под ред. Кошкина Н. Н. – М.: Пищевая промышленность, 1973. – 512 с.
4. Ривкин, С. Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных, 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.
5. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
6. Бадилькес, И. С. Абсорбционные холодильные машины / И.С. Бадилькес, Р.Л. Данилов. – М.: 1966. – 356 с.
7. Богданов, С. Н. Холодильная техника. Свойства веществ / С.Н. Богданов, О.П. Иванов, А. В. Куприянова. – М. : Агропромиздат, 1985. – 208 с.

УДК 621.575.932:621.565.92

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ ПОДЪЕМНОГО УЧАСТКА ДЕФЛЕГМАТОРА АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА

MODELING OF THERMAL REGIMES OF LIFTING SITE DEFLAGMATOR ABSORPTION REFRIGERATING UNIT

Titlov A.S. , Doct. of Tech. Sc, Prof. Kholodkov A.O. , graduate student Titlova O.A. , PhD, associate professor	Титлов А.С. , д.т.н., профессор Холодков А.О. , аспирант Титлова О.А. , к.т.н, доцент
Odessa National Academy of Food Technologies, 1/3, Dvoryanskay St., Odessa, Ukraine, 65082	Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, 65082, Одесса, Дворянская, 1/3
E-mail: titlov1959@gmail.com	

Abstract

Absorption refrigerators (AR) have an increased energy consumption in comparison with compression analogues due to the thermodynamic imperfection of the absorption refrigeration

cycle, the presence of low-intensity diffusion mass exchange processes in the evaporator and absorber, and losses associated with evaporation and subsequent transportation of ammonia from the generator assembly to condenser and then the evaporator.

To increase the energy efficiency of the AR, in terms of reducing losses during the transport of ammonia vapor to the evaporator, a simple method can be used to establish thermal insulation in the elevating part of the reflux condenser, but it is necessary to take into account the characteristics of the AHP operation in a wide range of ambient air temperatures, from 10 to 32 °C. Modeling of the thermal modes of the reflux condenser, taking into account internal heat transfer and axial diffusion mixing, showed the presence of a significant temperature difference (up to 36 °C) between the BAC flow and the reflux wall in all operating modes. This point previously developers of household absorption refrigeration equipment was not noted, but it should be taken into account when regulating the heat load in the thermosyphon generator.

The obtained results of modeling should be checked in experimental studies and conducted, at least a qualitative assessment. In this case, to study the features of starting with the positional control mode and the "afterburner" load conditions of the thermosyphon generator in a wide range of ambient air temperatures. (required/обязательно)

Аннотация

Абсорбционные холодильники (АХ) имеют повышенное энергопотребление в сравнении с компрессионными аналогами из-за термодинамического несовершенства абсорбционного холодильного цикла, наличия малоинтенсивных диффузионных процессов массообмена в испарителе и абсорбере и потерь, связанных с выпариванием и последующей транспортировкой аммиака из генераторного узла в конденсатор и далее испаритель

Чтобы повысить энергоэффективность АХ, с точки зрения уменьшения потерь при транспортировке паров аммиака в испаритель, простой способ можно использовать для обеспечения теплоизоляции в подъемной части дефлегматора, но необходимо учитывать характеристики работы абсорбционного холодильного прибора (АХП) в широком диапазоне температур окружающего воздуха, от 10 до 32°С. Моделирование тепловых режимов дефлегматора, с учетом внутреннего теплообмена и аксиального диффузионного перемешивания, показало наличие значительной разницы температур (до 36°С) между потоком ВАС и стенкой дефлегматора АХА во всех режимах эксплуатации. Этот момент ранее разработчиками бытовой абсорбционной холодильной техники не отмечался, однако его надо учитывать при регулировании тепловой нагрузки в генераторе-термосифоне.

Полученные результаты моделирования следует проверить в экспериментальных исследованиях и провести, как минимум качественную оценку. При этом изучить особенности запуска при позиционном режиме регулирования и режимы «форсажной тепловой нагрузки» генератора-термосифона в широком диапазоне температур воздуха окружающей среды.

Несмотря на небольшую долю в ассортименте моделей бытовой холодильной техники (в среднем 5-10 % [1], бытовые абсорбционные холодильные приборы (АХП), в состав которых входит абсорбционный холодильный агрегат (АХА), пользуются спросом на мировом рынке бытовой холодильной техники благодаря широкому диапазону рабочих температур – от минус 24... минус 18°С (длительное низкотемпературное хранение) до 12°С (хранение плодоовощной продукции и охлажденных напитков) [2], а также комплексу присущих только им качеств как: бесшумность в работе, что делает их практически незаменимыми в гостиных, офисах, кабинетах, жилых комнатах, больницах и т.д.); возможность работы на неэлектрических энергоносителях (природный газ, дизельное топливо, бензин, керосин, пропан-бутан, биогаз, энергия солнечного излучения, горячие выхлопные газы двигателей внутреннего сгорания и т.д.); возможность использования в одном аппарате различных источников энергии, например, переменный ток (220 В), постоянный ток (12 В и 24 В), горелочное устройство.

Кроме этого, АХП имеют ряд преимуществ перед широко распространенными в настоящее время компрессионными аналогами [3]: высокая надежность и длительный ресурс экс-

платации из-за отсутствия в конструкциях компрессора; возможность работы на электрических источниках низкого качества (диапазон напряжения в сети 160...250 В); более низкая себестоимость (из-за отсутствия в конструкциях цветных металлов), а, следовательно, доступность широким слоям населения. Немаловажным положительным аспектом является и экологическая безопасность рабочего тела АХА (водоаммиачного раствора с инертным газом-водородом) [4], что исключает дорогостоящие мероприятия по переходу на природные хладагенты.

Также недавние исследования Очеретяного Ю.А. [5] показали перспективы использования АХП как на автомобильном (при тряске), так и на речном и малом морском транспорте (при наклонах и дифферентах).

Вместе с тем АХП имеют повышенное, по сравнению с компрессионными аналогами, энергопотребление при эксплуатации из-за термодинамического несовершенства абсорбционного холодильного цикла, наличия малоинтенсивных диффузионных процессов массообмена в испарителе и абсорбере и потери, связанные с выпариванием и последующей транспортировкой аммиака из генераторного узла в конденсатор и далее испаритель [6].

Как показал анализ, наибольший эффект в энергосбережении при эксплуатации АХП при минимальных изменениях конструкции может быть достигнут при совершенствовании режимов работы генераторных узлов.

Таким образом, актуальными становятся работы по усовершенствованию режимов работы генераторных узлов АХП.

При этом следует обратить особое внимание на эффективность транспортировки аммиака в испаритель, особенно в условиях работы при пониженных температурах наружного воздуха. В настоящее время имеет место парадоксальная ситуация – при низких температурах воздуха в помещении энергопотребление АХА возрастает. Такое положение определяется режимами очистки и транспортировки аммиака на подъемном участке дефлегматора. В известных конструкциях АХА [7], которые проектируются для работы в позиционном режиме управления, подъемный участок дефлегматора выполняет функцию окончательной очистки пара аммиака от пара воды. Геометрические размеры подъемного участка дефлегматора определяются не расчетным путем, а из опыта практических разработок и компоновки рабочих элементов в составе конкретного АХА. Так, например, во всех современных конструкциях АХА внутренний диаметр подъемного участка не превышает 18 мм. Это ограничение связано с проблемами полного удаления парогазовой смеси из дефлегматора и конденсатора в абсорбер и испаритель в пусковом периоде. При большем диаметре трубы фронт парогазовой смеси размывается, часть инертного газа остается в зонах дефлегмации и конденсации и существенно снижает интенсивность этих процессов.

Длина участка дефлегматора определяется расположением конденсатора и ректификатора АХА. В однокамерных абсорбционных холодильниках это примерно 0,8 м, в двухкамерных – около 1,25 м.

Нижняя часть подъемного участка дефлегматора в зоне генератора закрывается общим теплоизоляционным кожухом. Толщина теплоизоляционного кожуха на подъемном участке дефлегматора не рассчитывается, а фактически определяется компоновкой элементов генераторного узла, имеющего сложную пространственную конфигурацию. Верхняя часть подъемного участка дефлегматора остается свободной (не закрытой теплоизоляцией).

Таким образом, очистка пара аммиака после ректификатора происходит как в зоне установки теплоизоляции (частично), так и на открытых участках подъемного дефлегматора. В идеальном режиме в конце подъемного участка дефлегматора процесс очистки аммиака заканчивается, флегма стекает в ректификатор, а чистый пар аммиака поступает в конденсатор.

Вместе с тем, при существующем подходе к проектированию подъемного участка дефлегматора идеальные режимы его работы практически нереализуемы. Это связано с неоптимальным выбором размеров участков открытой и теплоизолированной зоны и толщины теплоизоляционного кожуха в нижней части дефлегматора.

В результате такого подхода в конденсатор поступает либо неочищенный пар аммиака, либо конденсация аммиака начинается уже в верхней части подъемного участка дефлегматора. Оба этих фактора неблагоприятно влияют на холодопроизводительность испарителя и энергетическую эффективность АХА.

Первый фактор достаточно легко устраняется за счет увеличения поверхности теплообменника, например, за счет установки ребер или увеличения длины трубы за счет зигзагообразного изгиба трубы в вертикальной плоскости.

Второй фактор может быть устранен посредством увеличения толщины теплоизоляционного покрытия нижнего участка дефлегматора, однако он будет оказывать неблагоприятное влияние при работе АХА в широком диапазоне температур окружающей среды – вызывать конденсацию паров аммиака.

Объект исследования – подъемный участок дефлегматора АХА.

Предмет исследования – рабочие режимы (поля температур и концентраций потока рабочего тела).

Методы исследования – теоретические, путем моделирования рабочих режимов.

Моделирование режимов тепломассообмена в дефлегматоре АХА

Как отмечалось выше моделирование тепловых режимов дефлегматоров АХА позволит изучить особенности их работы в широком диапазоне температур окружающей среды и определиться с оптимальным, с точки зрения энергосбережения, способом его управления.

Требуют проверки и результаты моделирования подъемного участка дефлегматора, полученные ранее с допущением об идеальном перемешивании потока ВАС в радиальном направлении. [8-10].

В основе модельных подходов и представлений лежит «поверочный» расчет некоторой конструкции теплоизолированного, в общем случае – частично, дефлегматора АХА с известными габаритными и теплотехническими характеристиками: размеры дефлегматора (тепловой изоляции): длина $L_D(L_{IS})$, внутренний d_{in} (d_{in}^{is}) и наружный d_{out} (d_{out}^{is}) диаметры; коэффициенты теплопроводности материала стенки трубы дефлегматора (λ_D) и материала тепловой изоляции (λ_{TI}).

Известными считаются условия отвода тепла к воздуху окружающей среды: температура воздуха – t_{ENV} , коэффициент конвективного теплообмена – α_K , степень черноты поверхности стенки дефлегматора – ε . Для большинства отечественных и зарубежных моделей $\varepsilon = 0,876$ (эмаль черная блестящая). Рабочий уровень давления в АХА умеренного климатического исполнения составляет $P_o = 2,0$ МПа [11].

На вход (в нижнюю часть) дефлегматора поступает насыщенная паровая водоаммиачная смесь (ВАС) с массовым расходом – G_{ent}'' , температурой – \mathcal{G}_{ent} , массовой концентрацией – ξ_{ent}'' .

Наружные поверхности дефлегматора находится в тепловом взаимодействии с воздухом окружающей среды и имеют температуру ниже, чем температура потока ВАС. При наличии разности температур стенки дефлегматора и потока насыщенной ВАС происходит частичная конденсация преимущественно высококипящего компонента смеси – пара воды.

При конденсации пара воды возникает разность концентраций по пару воды в ВАС между пристенным слоем и основным потоком. Разность концентраций приводит к возникновению диффузионного потока массы пара воды из основного ядра потока ВАС к стенке. При выпадении конденсата, преимущественно воды, из ВАС интегральная равновесная температура потока – \mathcal{G} снижается и на других участках дефлегматора температура потока и стенки будет снижаться.

Снижение температуры потока будет иметь место до полной очистки пара аммиака от пара воды. В дальнейшем будет идти конденсация чистого пара аммиака при постоянной температуре и потока, и стенки дефлегматора ($\mathcal{G}_{NH_3}^S$).

Противотоком ВАС по внутренней стенке дефлегматора стекает флегма, содержащая преимущественно воду. Оценка тепловых и гидродинамических параметров стекающего потока флегмы в диапазоне рабочих характеристик бытовых абсорбционных холодильников типа АШ-150 и АШ-160 [8-10] показала их незначительное воздействие на режимы работы дефлегматора и при дальнейшем модельном представлении наличие флегмы не учитывалось.

При тепловом взаимодействии парового потока ВАС и стенки дефлегматора происходит частичное охлаждение потока (Q_V) и выделяется теплота (Q_{Ph}) фазового перехода (теплота дефлегмации):

$$Q_D = Q_{Ph} - Q_V. \quad (1)$$

Часть тепла отводится в окружающую среду (Q_{ENV}), а часть – в виде аксиальных перетечек перераспределяется по стенке дефлегматора (Q_K), причем суммарный тепловой поток всегда направлен вверх,

Основной математической модели дефлегматора АХА являются уравнения сохранения тепла и массы [12], которые для элементарного i -того участка дефлегматора dx :

$$\Delta Q_{Di}(\tau) = Q_{Di} + Q_{ENVi} + Q_{Ki}, \quad (2)$$

$$G''_{ent} = G''_{\Delta x} + G'_{\Delta x}, \quad (3)$$

где $G''_{\Delta x}$ и $G'_{\Delta x}$ – массовые расходы паровой ВАС на выходе участка Δx и флегмы, соответственно, кг/с.

Математическую модель дефлегматора АХА, как объекта с распределенными параметрами, в общем виде можно представить уравнением теплового баланса элементарных ячеек корпуса в частных производных [8, 10, 13]:

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho_D c_D \theta_D) = \frac{\partial}{\partial x}(\lambda_D \frac{\partial \theta_D}{\partial x}) + Q(x), \quad (4)$$

где θ_D – температура стенки дефлегматора АХА, °С;

ρ_D, c_D, λ_D – плотность, теплоемкость, коэффициент теплопроводности стенки дефлегматора, соответственно, кг/м³; Дж/(кг·К); Вт/(м·К);

$Q(x)$ – интегральный тепловой поток от внутренних источников тепла по высоте дефлегматора, Вт;

τ – время, с.

Левая часть уравнения (4) представляет собой изменение внутренней энергии элементарной ячейки стенки дефлегматора во времени, а правая – сумму конвективных тепловых потоков при охлаждении и дефлегмации паровой ВАС Q_D , при теплорассеивании в окружающую среду Q_{ENV} и кондуктивных перетоков тепла от соседних ячеек (в общем случае с двух сторон $Q_{K(i+1)}$ и $Q_{K(i-1)}$).

В результате в общем случае температура $\theta_{Di}(\tau)$ каждой i -ой элементарной ячейки дефлегматора определяется начальными значениями температуры на этом участке $\theta_{Di}(\tau = 0)$ и суммарным тепловым потоком к ней

$$\theta_{Di}(\tau) = \theta_{Di}(\tau = 0) + \frac{1}{m_{Di} c_{Di}} \int_0^{\tau} \Delta Q_i(\tau) d\tau, \quad (5)$$

где $\Delta Q_i(\tau) = \Delta Q_D + \Delta Q_{ENV} + \Delta Q_{K(i+1)} + \Delta Q_{K(i-1)}$ – алгебраическая сумма тепловых потоков в элементарные ячейки дефлегматора, Вт.

На первых этапах моделирования дефлегматоров АХА [8-10, 11] процесс внутреннего массообмена при дефлегмации (конденсации преимущественно пара высококипящего компонента – воды) представляли идеальным, т.е. считали, что имеет место идеальное переме-

шивание потока в радиальном направлении от ядра потока к стенке дефлегматора. Как и в ранних работах [11], рассматривается выпускаемый отечественный АХП «Киев-410» типа АШ-160 с трубчатым дефлегматором наружным диаметром 0,016 м, а внутренним – 0,0146 м.

Дальнейшие оценки параметров потока ВАС паровой смеси в диапазоне работы типичных дефлегматоров бытовых АХП отечественного и зарубежного исполнения, показали наличие ламинарного режима движения с числами Рейнольдса 350...600 при линейной скорости 0,0075...0,0130 м/с [14].

Наличие ламинарного слоистого течения потока ВАС не предполагает идеальное перемешивание потока в радиальном направлении. В этом случае возникает своеобразное сопротивление поперечному потоку вещества, и для создания максимально адекватной модели дефлегматора представляется целесообразным провести учет такого фактора.

Так, для цилиндрических координат (высота элементарной ячейки dx) поток массы (кг/с) будет определяться следующей зависимостью [13]:

$$dm_w = \frac{\mu_w}{8314 \cdot T} \cdot \frac{P_{W(r=r_0)} - P_{W(r=r_D)}}{\ln \frac{d = d_{in}}{d = d_D}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot D_{AB} \cdot dx, \quad (6)$$

где $\mu_w = 18$ кг/кмоль – молярная масса диффундирующего компонента-пара воды; $P_{W(r=r_0)}, P_{W(r=r_D)}$ – парциальные давления пара воды в потоке паровой ВАС, соответственно, в ядре потока и в пристенной зоне дефлегматора, Па; D_{AB} – коэффициент диффузии пара воды в паровой ВАС, м²/с; T – абсолютная температура диффундирующего компонента, К; d_D – текущее численное значение диаметра дефлегматора, м.

Парциальные давления пара воды в потоке паровой ВАС определяется по зависимостям, построенным по табличным данным [15].

Коэффициент диффузии бинарных систем может быть рассчитан по соотношению Фуллера, Шлеттера и Гиддингса [16]:

$$D_{AB} = \frac{10^{-7} \cdot T_s^{1,75} \cdot \left(\frac{M_x + M_{H_2}}{M_x \cdot M_{H_2}}\right)^{\frac{1}{2}}}{P_0 \cdot \left(\left(\sum \nu\right)_x^{\frac{1}{3}} + \left(\sum \nu\right)_{H_2}^{\frac{1}{3}}\right)^2} \quad (7)$$

где $\left(\sum \nu\right)_x^{\frac{1}{3}} = 14,9$; $\left(\sum \nu\right)_{H_2}^{\frac{1}{3}} = 7,07$ – атомные диффузионные объемы, соответственно, аммиака и водорода, $[P_0] = \text{бар}$, $[T_s] = K$.

При моделировании тепловых режимов дефлегматора АХА были приняты допущения: по длине элементарного участка дефлегматора dx температуры стенки и парового потока ВАС постоянны в аксиальном направлении, соответственно, $\theta = const$ и $\mathcal{G} = const$; массовая концентрация парового потока ВАС по длине элементарного участка дефлегматора dx изменяется по логарифмическому закону в соответствии с соотношением (6).

С учетом этих допущений алгебраическая сумма тепловых потоков в элементарные ячейки дефлегматора приобретает следующий вид:

а) входной (начальный) участок:

$$\tilde{\alpha}_D (\mathcal{G}_{ent} - \theta_1) = \alpha_{D(1)} (\mathcal{G}_{ent} - \theta_1) \cdot \Delta F_{in} + K_l (\theta_1 - t_{env}) \cdot \Delta x + \frac{\lambda}{\Delta x} (\theta_1 - \theta_2) \cdot F_{sec}; \quad (7)$$

б) выходной (конечный) участок (K):

$$\tilde{\alpha}_D (\mathcal{G}_{ent} - \theta_K) = \alpha_{D(K)} (\mathcal{G}_{ent} - \theta_K) \cdot \Delta F_{in} + K_l (\theta_K - t_{env}) \cdot \Delta x + \frac{\lambda}{\Delta x} (\theta_{K-1} - \theta_K) \cdot F_{sec}; \quad (8)$$

в) промежуточный участок i :

$$\begin{aligned} \tilde{\alpha}_D (\vartheta_{ent} - \theta_i) = \alpha_{D(i)} (\vartheta_i - \theta_i) \cdot \Delta F_{in} + K_l (\theta_i - t_{env}) \cdot \Delta x + \\ + \frac{\lambda}{\Delta x} (\theta_{i-1} - 2\theta_i + \theta_{i+1}) \cdot F_{sec}; \end{aligned} \quad (9)$$

где $\tilde{\alpha}_D$ – условный коэффициент теплообмена при дефлегмации парового потока ВАС, учитывающий процесс фазового перехода, согласно соотношению [17]), Вт/(м²·К); ϑ, θ – температуры на участке Δx парового потока ВАС и стенки дефлегматора, соответственно, °С; $\alpha_{D(i)}$ – коэффициент конвективного теплообмена между стенкой дефлегматора и потоком ВАС, Вт/(м²·К); K_l – линейный коэффициент теплопередачи между конденсирующейся флегмой и воздухом окружающей среды на участке Δx , Вт (м·К); ΔF_{in} и F_{sec} – площадь внутренней стенки участка Δx и аксиального сечения трубы дефлегматора, соответственно, м².

Для расчета наружного конвективного теплообмена вертикальной трубы в режиме Естественной конвекции ($\alpha_{конв}$) использовалась эмпирическая формула 18 а для расчета лучистого теплообмена ($\alpha_{луч}$) формула Стефана-Больцмана [18].

Суммарный коэффициент сложного лучисто-конвективного теплообмена рассчитывается как аддитивная сумма составляющих [13]:

$$\begin{aligned} \alpha_{\Sigma} = \alpha_{конв} + \alpha_{луч} = [1,67 + 3,6 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{\theta_D + \theta_{ENV}}{2}\right) \cdot (\theta_D - \theta_{ENV})^{\frac{1}{3}}] + \\ + 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,876 \cdot \left(\frac{(273 + \theta_D)^4 - (273 + \theta_{ENV})^4}{\theta_D - \theta_{ENV}}\right). \end{aligned} \quad (10)$$

Условный коэффициент теплообмена при дефлегмации парового потока ВАС рассчитывается на основе уравнения [13]:

$$\tilde{\alpha}_D = 28,5 \cdot \frac{\lambda_{cm}}{d_{in}^{0,2}} \left(\frac{Q_{ph}}{\Delta F_{in} \cdot r \cdot \eta_{cm}''}\right)^{0,8} \cdot Pr_{cm}^{0,33}, \quad (11)$$

где λ_{cm} – коэффициент теплопроводности паровой ВАС [16]:

$$\lambda_{cm} = \lambda_A \cdot (1 - \xi'') + \lambda_X \cdot \xi'' \quad (12)$$

λ_A, λ_X – коэффициенты теплопроводности пара воды и пара аммиака при параметрах ВАС, соответственно, Вт/(м·К); ξ'' – массовая концентрация пара аммиака в насыщенной паровой ВАС; Q_{ph} – тепловой поток при фазовом переходе в процессе дефлегмации, Вт:

$$Q_{ph} = dm_w \cdot r, \quad (13)$$

r – удельная теплота фазового перехода при дефлегмации ВАС при давлении в системе P_o и массовой концентрации аммиака в паровой смеси ξ'' ; Pr_{cm} – число Прандтля для паровой ВАС при давлении в системе P_o и массовой концентрации аммиака в паровой смеси ξ'' ; η_{cm}'' – коэффициент динамической вязкости паровой ВАС [19]:

$$\begin{aligned} \eta_{cm}'' = (0,866 + 0,0000753 \cdot T_s + 0,00001 \cdot T_s^2 + 0,09163 \cdot \xi'' + \\ + 0,00952 \cdot T_s \cdot \xi'' - 0,000106 \cdot T_s^2 \cdot \xi'' + \\ + 0,172 \cdot (\xi'')^2 - 0,0079 \cdot T_s \cdot (\xi'')^2 + 0,000104 \cdot T_s^2 \cdot (\xi'')^2) \cdot 10^{-5}, \text{ Па} \cdot \text{с}; \end{aligned} \quad (14)$$

T_s – абсолютная температура насыщения паровой ВАС, К;

Для изучения представленной выше гипотезы о перспективности регулирования условий теплорассеивания с наружной поверхности дефлегматора при изменении температуры

воздуха в помещении был рассмотрен случай конвективного теплообмена в замкнутом пространстве. Особенности теплообмена в ограниченном пространстве подробно изученный в [18] и для воздушных цилиндрических прослоек толщиной $\delta \geq 10$ мм рекомендовано соотношение для коэффициента конвективного теплообмена

$$\alpha = 0,91 \cdot \frac{\delta}{d_m \cdot \ln\left(\frac{d_\sigma}{d_m}\right)} \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta t}{\delta}}, \quad (15)$$

где d_m, d_σ – диаметры цилиндрической воздушной прослойки – меньший и больший, соответственно, м; Δt – разность температур на стенках воздушной прослойки, °С.

Согласно тем же рекомендациям [18] для создания практически адиабатных условий использовались воздушные прослойки менее 5 мм, в которых естественная конвекция отсутствует, а процесс переноса тепла проходит кондукторным путем.

Коэффициент конвективного теплообмена между стенкой дефлегматора и ламинарным потоком ВАС, удовлетворяющим соотношению

$$\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{d}{l} > 10 \quad (16)$$

рассчитывался на основе зависимости [13]:

$$\text{Nu} = 1,86 \cdot (\text{Re} \cdot \text{Pr})^{0,33} \cdot \left(\frac{d}{l}\right)^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0,14}, \quad (17)$$

где $\left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0,14}$ – эмпирический поправочный коэффициент, учитывающий влияние

температуры на вязкость жидкостей. Для газов и паров он практически равен единице.

Предварительный численный анализ показал возможность использования соотношения (17) в диапазоне параметров потока, состава и температур ВАС в типичных АХА бытового исполнения.

При движении парового потока ВАС по длине дефлегматора происходит не только убыль высококипящего компонента, но и снижение температуры потока за счет конвективного теплообмена со стенкой трубы.

Из уравнений баланса тепла и массы на некотором участке дефлегматора Δx можно получить зависимость для температуры парового потока на его выходе \mathcal{G}'' , зная температуру \mathcal{G}' на входе участка, условия теплообмена и параметры потока:

$$\mathcal{G}'' = \left[\frac{G''_{\Delta x} \cdot c_p \cdot \mathcal{G}' - \alpha \cdot \Delta F_{in} \cdot (\mathcal{G}/2 - \theta)}{\alpha \cdot \Delta F_{in} / 2 + c_p \cdot (G''_{\Delta x} - dm_w)} \right], \quad (18)$$

где c_p – массовая изобарная теплоемкость паровой ВАС на участке Δx , Дж/(кг·К);

α – коэффициент конвективного теплообмена между паровым потоком ВАС и стенкой дефлегматора, рассчитанный по формуле (17), Вт/(м²·К).

Модельные представления о тепловых и гидравлических режимах дефлегматора АХА реализованы в среде имитационного моделирования Simulink программы MATLAB [20]. Учет изменения теплофизических свойств паровой ВАС в зависимости от состава проводился при помощи встроенного блока Look-Up-Table.

По приведенному выше алгоритму выполнен расчет температурных полей для дефлегматора диаметром $16 \times 1,4$ мм. Материал трубы – конструкционная сталь ($d_{in} = 45$ Вт/(м·К)). Материал теплоизоляции кожуха – ткань из стекловолокна ($\lambda_{ti} = 0,056$ Вт/(м·К)).

На вход дефлегматора АХА поступает поток ВАС с температурой, варьируемой в зависимости от температуры воздуха окружающей среды в соответствии с экспериментальными данными ряда исследователей [8, 21, 22]. С учетом этих же результатов задаются массовые

расходы на входе дефлегматора при тепловых нагрузках: 70; 100 и 150 Вт. Эти значения тепловых нагрузок лежат в диапазоне с минимальными температурами в холодильной камере АХП. В дальнейшем было проведено моделирование тепловых режимов дефлегматора размером 0,20 м, с 20 элементарными участками размером по 0,01 м.

Рассмотрены два варианта работы дефлегматора – без тепловой изоляции подъемного участка и работа в идеальных адиабатных условиях.

В первом случае моделирование проводилось при температурах: 10; 17; 25 и 32°C, а во втором, при 10 и 25°C. Нижний предел диапазона моделирования (10°C) соответствует международному классу исполнения бытового прибора SN^{\square} , а верхний умеренному климату [23]. При температуре воздуха в помещении 25°C проводится тестирование на энергопотребление бытового холодильного прибора [23].

Анализ результатов моделирования (табл.1) позволил выявить значительную расчетную разность температур между потоком ВАС и стенкой дефлегматора АХА.

Таблица 1 – Расчетная разность температур между потоком ВАС и стенкой дефлегматора АХА при различных температурах наружного воздуха и тепловой нагрузке в генераторе-термосифоне

Дефлегматор без теплоизоляции				
Тепловая нагрузка генератора-термосифона АХА, Вт	Температура воздуха окружающей среды, °С			
	10	17	25	32
70	19	18	15	16
100	29	28	28	24
150	36	34	32	29
Дефлегматор с теплоизоляционным покрытием				
Тепловая нагрузка генератора-термосифона АХА, Вт	Температура воздуха окружающей среды, °С			
	10	-	25	-
70	13	-	16	-
100	23	-	23	-
150	28	-	28	-

Анализ таблицы 1 показал, что минимальная разность температур между потоком ВАС и стенкой дефлегматора АХА имеет место в адиабатных условиях работы дефлегматора, когда влияние окружающей среды отсутствует.

Полученные результаты подтвердили известный факт о неработоспособности АХА штатной конструкции (без тепловой изоляции всего подъемного участка дефлегматора) в условиях низкой температуры окружающей среды (10°C) и минимальных тепловых нагрузках на генераторе-термосифоне (70 Вт).

При моделировании было показано, что при увеличении тепловой нагрузки начинается запуск АХА (при 100 и 150 Вт). При 100 Вт температура на выходе дефлегматора 64 °С. При давлении в системе 2,0 МПа массовая концентрация паровой ВАС 0,997, т.е. движется практически чистый аммиак. При 150 Вт температура на выходе дефлегматора 73°C, а массовая концентрация – 0,994.

Начиная с 17 °С воздуха окружающей среды даже и при минимальной нагрузке в конденсатор проходит практически чистый пар аммиака. При этом на половине длины дефлегматора (в верхней части) находится поток ВАС с массовой концентрацией 0,990.

При 25°C и тепловой нагрузке 150 Вт паровой фронт продвигается до конца дефлегматора и реализуется штатный режим очистки ВАС.

Такой же эффект имеет место и при 70 Вт, но уже при температуре воздуха окружающей среды 32 °С.

В адиабатных условиях проход потока ВАС при 10°C имеет место уже при минимальной тепловой нагрузке 70 Вт. Этот момент можно определить по температуре стенки дефлегматора, по ряду испытаний [8, 22] равной 65°C. Эта температура соответствует минимальной температуре в холодильной камере и температуре в конце кипения ВАР, не выше 170°C. Ограничение по температурам кипения связано с экспоненциальным увеличением интенсивности коррозионных процессов в зоне теплоподвода генератора-термосифона [24].

При 100 Вт в конце дефлегматора температура 88°C, что соответствует массовой концентрацией аммиака в потоке ВАС 0,985 (рис.2.35), а при 150 Вт, соответственно, параметры потока 93 °C и 0,970.

При 25°C при 70 Вт температура потока на выходе 81°C (рис.2.39), а массовая концентрация аммиака в потоке ВАС 0,996, при 100 Вт и 150 Вт, это соответственно, 88°C, 0,985 и 93°C, 0,977.

Выводы

1. Повысить энергетическую эффективность АХП, в части снижения потерь при транспортировке пара аммиака в испаритель можно достаточно простым способом – установить тепловую изоляцию на подъемном участке дефлегматора, однако необходимо учитывать особенности работы АХП в широком диапазоне температур воздуха окружающей среды – от 10 до 32°C. Так, расчеты показали целесообразность установки тепловой изоляции только при низкой температуре окружающей среды в диапазоне тепловых нагрузок генератора-термосифона 70...150 Вт.

2. Моделирование тепловых режимов дефлегматора, учитывающее внутренний теплообмен и аксиальное диффузионное перемешивание, показали наличие значительной разности температур между потоком ВАС и стенкой дефлегматора во всех режимах эксплуатации. Этот момент ранее разработчиками бытовой абсорбционной холодильной техники не отмечался, однако его надо учитывать при регулировании тепловой нагрузки в генераторе-термосифоне, когда датчик температуры крепится в характерной точке дефлегматора.

3. Полученные результаты моделирования следует проверить в экспериментальных исследованиях и провести, как минимум качественную оценку. При этом изучить особенности запуска при позиционном режиме регулирования и режимы «форсажной тепловой нагрузки» генератора-термосифона в широком диапазоне температур воздуха окружающей среды.

Список литературы

1. Титлов, А. С. Современный уровень разработок и производства бытовых абсорбционных холодильных приборов / А.С. Титлов // Холодильный бизнес. – 2007. – № 8. – С. 12–17; № 9. – С. 28–30; № 10. – С. 47–49; № 11. – С. 46–47.
2. Титлов, А. С. Разработка универсального энергосберегающего и экологически безопасного холодильного оборудования для фермерских и крестьянских хозяйств Украины / А. С. Титлов, О. Б. Васылив, С. Н. Кудашев // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства "Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних та харчових виробництв". – Харків : ХДТУСП. – 2001. – № 5. – С. 252–260.
3. Бабакин, Б. С., Выгодин, В. А. Бытовые холодильники и морозильники / 2-е изд., испр. и доп. – М.: Колос, 2000. – 656 с.
4. Титлов, А. С. Сравнение характеристик абсорбционной и компрессионной бытовой холодильной техники / А.С.Титлов // Холодильная техника и технология. –1997. –№ 57. – С. 39–41.
5. Очеретяный, Ю. А. Результаты испытаний транспортного абсорбционного холодильника с горелочным устройством // Холодильна техніка і технологія. – 2007. – № 2. – С. 34–37.
6. Титлов, А. С. Сравнительный анализ энергопотребления бытовых абсорбционных холодильников различного назначения / А. С. Титлов, Ю. А. Очеретяный, Н. Д. Захаров // Холодильная техника и технология. – 2007. – № 1. – С. 29–32.
7. Титлов, А. С. Поиск методов повышения энергетической эффективности абсорбционных холодильных приборов / А. С. Титлов, И. Н. Ищенко, О. А. Титлова, А. О. Холодков, Ю. А. Очеретяный // Холодильна техніка та технологія. – 2017. – №55(2). – С. 21–28.

8. Хобин, В. А., Титлова, О. А. Энергоэффективное управление абсорбционными холодильниками. – Херсон: Гринь Д.С., 2014. – 216 с.
9. Васылив, О. Б., Титлов, А. С., Холодков, А. О. Моделирование тепловых режимов подъемного участка дефлегматора бытового абсорбционного холодильного агрегата. Холодильна техніка та технологія. – 2017. – № 54(1). – С. 7–18.
10. Kholodkov, A., Titlov, A. Modeling of thermal modes of the reflux condenser of the absorption refrigeration unit. EUREKA: Physics and Engineering. – 2017. – № 3. – P.31–40.
11. Титлов, А. С. Научно–технические основы создания энергосберегающих бытовых абсорбционных холодильных приборов: дис. ... д–ра техн. наук: 05.05.14 / Одеська нац. акад. харчових технологій. – Одеса, 2008. – 447 с.
12. Маньковський, О.Н., Толчинський, А.Р., Александров, В.М. Теплообменная аппаратура химических производств. – Л.: Химия, 1976. – 336 с.
13. Крейт Ф., Блэк У. Основы теплопередачи. М.: Мир, 1983. 512 с. Абсорбционный холодильник: пат. 19328 Україна: МПК5 F 25 В 15/10. № 95321331; заявл. 03.04.91; опубл. 25.12.97, Бюл. №6.
14. Холодков А.О., Титлов А.С., Очеретяный Ю.А., Холодков А.О., Остапенко А.В. Разработка и исследование генераторов транспортных абсорбционных холодильных. Холодильна техніка та технологія. – 2016. – № 53(6). – С. 27–36.
15. Справочник. Свойства веществ. Холодильная техника / Богданов С. Н. и др.; – СПб.: СПбГАХИТ, 1999. – 320 с.
16. Шервуд, Т., Пигфорд, Р., Уилки, Ч. Массопередача. – М.: Химия, 1982. – 696 с.
17. Стефановский, В. М. Исследование теплоотдачи при дефлегмации паров аммиака и воды // Холодильная техника. – 1966. – № 4. – С.32–36.
18. Дульнев, Г Н. Тепло- и массообмен в радиоэлектронной аппаратуре. – М.: Высш. шк., 1984. – 247 с.
19. Ищенко И. Н., Титлов А. С., Осадчук Е. А. Инженерные методы расчета термодинамических параметров и теплофизических свойств рабочего тела абсорбционного холодильного агрегата // Харчова наука і технологія. – 2010. – № 4. – С. 80–83.
20. Кириллов, В. Х., Зуб, В. В., Титлов, А. С., Ширшков А. К. Компьютерное моделирование физических и технологических процессов. Теория, алгоритмы, программы. – Одесса: Издательство ВМВ, 2016. – 565 с.
21. Холодков, А. О., Титлов, А. С., Очеретяный, Ю.А., Холодков, А. О., Остапенко, А. В. Разработка и исследование генераторов транспортных абсорбционных холодильных // Холодильна техніка та технологія. – 2016. – № 53(6). – С. 27–36.
22. Васылив, О. Б. Оптимизация режимов работы аппаратов различного функционального назначения с абсорбционно–диффузионными холодильными машинами: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.03 / Одеська держ. акад. харчових технологій. – Одесса, 1998.
23. ДСТУ 3023–95 (ГОСТ 30204–95, ISO 5155–83, ISO 7371–85, ISO 8187–91). Прилади холодильні побутові. Експлуатаційні характеристики та методи випробувань [Чинний від 1995–07–20]. Вид. офіц. – К.: Держстандарт України, 1996. – 22 с.
24. Ксенофонтова, Т. С., Маркив, Э. Я., Поляков, Д. А., Ходаковская, Т. А. Влияние температуры кипения водоаммиачного раствора на коррозию в агрегате бытового абсорбционного холодильника // Холодильная техника. – 1986. – № 11. – С. 31–33.

**THE ANALYSIS OF GAS DYNAMIC EFFICIENCY OF GAS FILTERS WITH
SHORT DIFFUSOR WHEN OPERATING IN THE CONDITIONS OF THE SWIRLED
FLOW**

**АНАЛИЗ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГАЗОВЫХ ФИЛЬТРОВ
С КОРОТКИМ ДИФФУЗОРОМ ПРИ РАБОТЕ В УСЛОВИЯХ ЗАВИХРЕННОГО
ПОТОКА**

<p>Filkin N.Yu.¹, Candidate of Technical Sciences Bole E.S.², student Kolyada E.A.³, student Gusakov V.A.⁴, student</p>	<p>Филькин Н.Ю.¹, кандидат технических наук Боле Е.С.², студент Коляда Е.А.³, студент Гусаков В.А.⁴, студент</p>
<p>Federal state-funded educational institution of the higher education «Omsk state technical university», Russian Federation, 644050, Omsk, Mira, 11</p>	<p>Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Омский государственный технический университет», Российская Федерация, 644050, Омск, Мира, 11</p>
<p>E-mail: finick@inbox.ru, egor.kolyada123@gmail.com, vlad_gusakov_1997@mail.ru, Evertyg@yandex.ru</p>	

Abstract

The article is devoted to the analysis of gas dynamic efficiency of gas filters with a short diffuser when working in a flow swirling with local resistance. The authors carried out numerical and experimental researchers of the gas filter in such a flow in the presence and absence of a concentric guides in the flowing part of the short diffuser. The results of the studies confirmed the efficiency of the guides in the swirled flow, as well as an increase in the gas dynamic efficiency of the gas filter in comparison with the version without guides.

Аннотация

Статья посвящена анализу газодинамической эффективности газовых фильтров с коротким диффузором при работе в завихренном местным сопротивлением потоке. Авторами проведены численные и экспериментальные исследования газового фильтра в таком потоке при наличии и отсутствии в проточной части короткого диффузора концентрических направляющих. Результаты исследований подтвердили работоспособность направляющих в завихренном потоке, а также повышение газодинамической эффективности газового фильтра по сравнению с вариантом без направляющих.

Анализ работы газовых фильтров с коротким диффузором в системах жизнеобеспечения позволил выявить два критерия их газодинамической эффективности [1-3]: 1. Аэродинамическое сопротивление, возникающее, в том числе, и по причине вихреобразований в проточной части короткого диффузора; 2. Неравномерность поля скоростей в выходном сечении короткого диффузора, приводящая к росту локальных скоростей и ухудшению очистных свойств адсорбционных и каталитических наполнителей газовых фильтров.

Одним из наиболее известных способов улучшения работы короткого диффузора с точки зрения названных критериев является установка в его проточной части направляющих.

В работе [3] предложена установка концентрических направляющих, радиальные размеры которых на входе в короткий диффузор определяются с учетом профиля поля скоростей в воздуховоде перед диффузором. В результате в выходном сечении диффузора отсутствуют ярко выраженные локальные скорости газового потока, а также уменьшаются вихреобразования.

Однако данное решение положительно зарекомендовало себя в условиях, когда фильтру предшествовал достаточно длинный для успокоения потока прямолинейный участок воздуховода, и профиль поля скоростей перед коротким диффузором имел симметричную форму. Однако установка газовых фильтров зачастую происходит вблизи местных сопротивлений (отводы, тройники, задвижки и т.п.), что особенно актуально для мобильных и транспортных объектов с ограниченным пространством, где имеется достаточно плотная компоновка. Местные сопротивления становятся источниками вихреобразований в потоке, что приводит к возникновению ассиметричного профиля поля скоростей перед газовым фильтром. Соответственно, возникает резонный вопрос о работоспособности таких направляющих при наличии завихренного потока.

Для анализа газодинамической эффективности газовых фильтров с коротким диффузором при работе в условиях завихренного потока были проведены численные и экспериментальные исследования. При этом в качестве местного сопротивления был рассмотрен Т-образный тройник. Задачей численных исследований являлось определение профиля поля скоростей потока перед входом в короткий диффузор после тройника с целью получения данных для последующего расчета геометрии концентрических направляющих в проточной части короткого диффузора. Задачей экспериментальных исследований являлась оценка работоспособности предложенной геометрии направляющих применительно к рассматриваемому местному сопротивлению и подтверждение результатов численных расчетов.

Численные исследования были выполнены на базе пакета ANSYS CFX с использованием разработанной для газовых фильтров с коротким диффузором методики численного расчета [4].

При выполнении численных расчетов в качестве объекта исследования рассматривалась проточная часть фильтра с коротким диффузором, которому предшествовал воздуховод с тройником (рисунок 1). Поток движется по воздуховоду 1 диаметром 112 мм, из которого он попадает в проточную часть газового фильтра, состоящего из короткого диффузора 2, корпуса 3 и эквивалентной перегородки 4, имитирующей фильтрующий элемент. Поток покидает проточную часть фильтра через выходной воздуховод 6 длиной 100 мм. Корпус имеет прямоугольную форму с сечением 320x320 мм, диффузор длиной 68 мм – коническую, с наибольшим диаметром 280 мм. При проведении численных исследований фильтрующий элемент моделируется эквивалентной по сопротивлению перегородкой в виде перфорированной пластины толщиной 10 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 340 мм от выходного воздуховода. На входе в воздуховод задается средняя скорость потока V_{cp} в диапазоне от 1 до 5 м/с, а на выходе после фильтра – давление, равное атмосферному ($P = P_{атм} = 100000$ Па). Профиль поля скоростей воздушного потока рассматривается во входном (0-0) и выходном (1-1) сечении короткого диффузора. Аэродинамическое сопротивление рассматривается на всем газовом фильтре в целом.

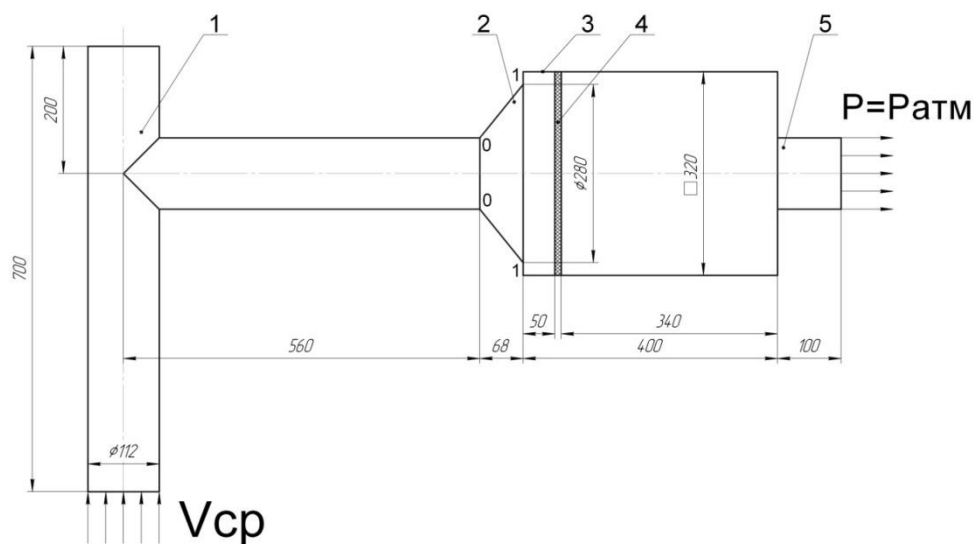


Рисунок 1 – Схема модели для выполнения численных расчетов: 1 – воздуховод с тройником; 2 – короткий диффузор; 3 – корпус; 4 – эквивалентная перегородка; 5 – выходной воздуховод

Для проведения экспериментальных исследований на базе газового фильтра с коротким диффузором был разработан и сконструирован экспериментальный стенд (рисунок 2) с геометрией, аналогичной численной модели.

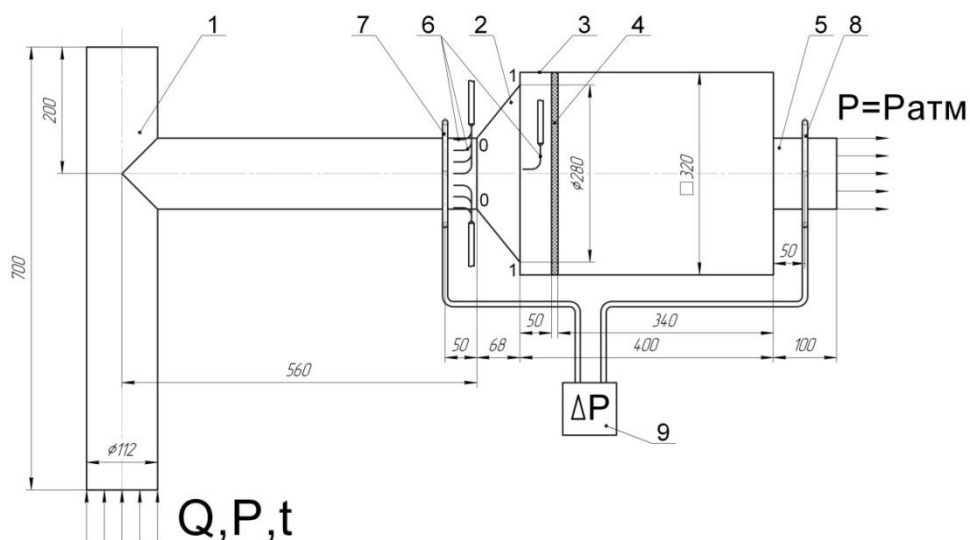


Рисунок 2 – Схема экспериментального стенда для проведения газодинамических исследований газового фильтра с коротким диффузором: 1 – воздуховод с тройником; 2 – короткий диффузор; 3 – корпус; 4 – фильтрующий элемент; 5 – выходной воздуховод; 6 – трубки полного давления; 7 – переднее усредняющее давление устройство; 8 – заднее усредняющее давление устройство; 9 – цифровой дифференциальный манометр

В ходе проведения экспериментальных исследований в воздуховод 1 воздуходувкой типа Рутс (на схеме не показана) подавался воздух с заданной температурой t , давлением P и объемным расходом Q , обеспечивающим требуемое значение диапазоне от 1 до 5 м/с. Объемный расход потока и, соответственно, его скорость V_{cp} регулировались изменением частоты вращения электродвигателя воздуходувки. Из воздуховода поток поступал в газовый фильтр, проходя поочередно через короткий диффузор 2 и корпус 3 с фильтрующим элементом 4, после чего покидал его через выходной воздуховод 5 с последующим выходом в

атмосферу. Методика экспериментального исследования подразумевала определение профиля поля скоростей в воздуховоде перед коротким диффузором и в выходном сечении короткого диффузора, а также аэродинамического сопротивления на газовом фильтре. Определение профиля поля скоростей осуществлялось с помощью трубок полного давления, установленных в воздуховоде перед коротким диффузором (сечение 0-0), а также в самом фильтре за коротким диффузором (сечение 1-1). Аэродинамическое сопротивление газового фильтра определялось как разность давлений перед фильтром и после фильтра, измеренная с помощью переднего 7 и заднего 8 усредняющих устройств соответственно. Разность давлений измерялась цифровым дифференциальным манометром 9, подключенным к усредняющим устройствам.

По результатам численных исследований было установлено, что после тройника по причине вихреобразований ядро потока смещается от центра к периферии (рисунок 3), и профиль поля скоростей потока имеет выраженный несимметричный характер. Основные результаты численных расчетов представлены на рисунках 3-4.

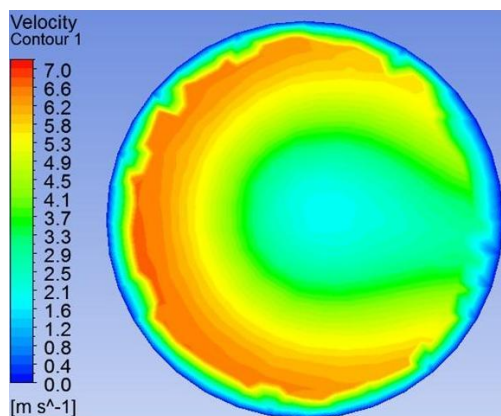


Рисунок 3 – Визуализация поля скоростей потока в поперечном сечении воздуховода перед коротким диффузором после тройника при средней скорости потока 3 м/с

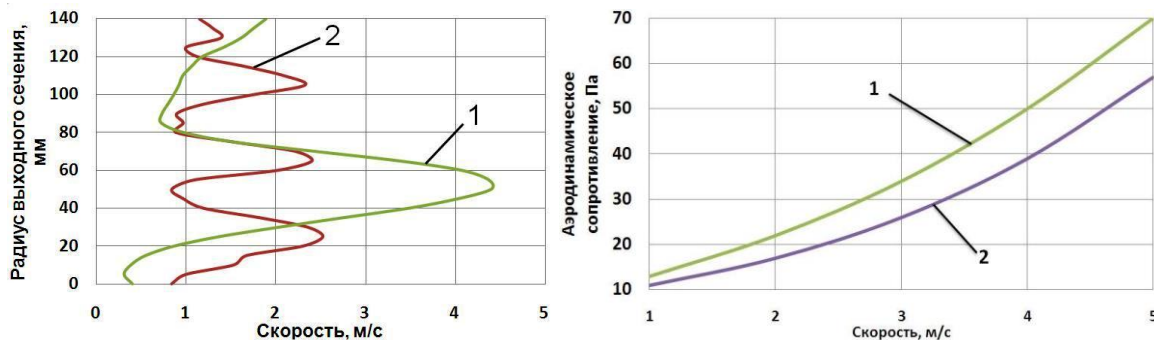


Рисунок 4 – Профиль поля скоростей на выходе из короткого диффузора при средней скорости потока 3 м/с (слева) и аэродинамическое сопротивление газового фильтра с коротким диффузором (справа) для: 1 – диффузора без направляющих; 2 – диффузора с направляющими

Анализ результатов численных исследований показал, что установка концентрических направляющих в проточной части короткого диффузора позволяет уменьшить неравномерность профиля поля скоростей на выходе из него и снизить аэродинамическое сопротивление фильтра в целом по сравнению с вариантом диффузора без направляющих.

Основные результаты экспериментальных исследований приведены на рисунке 5.

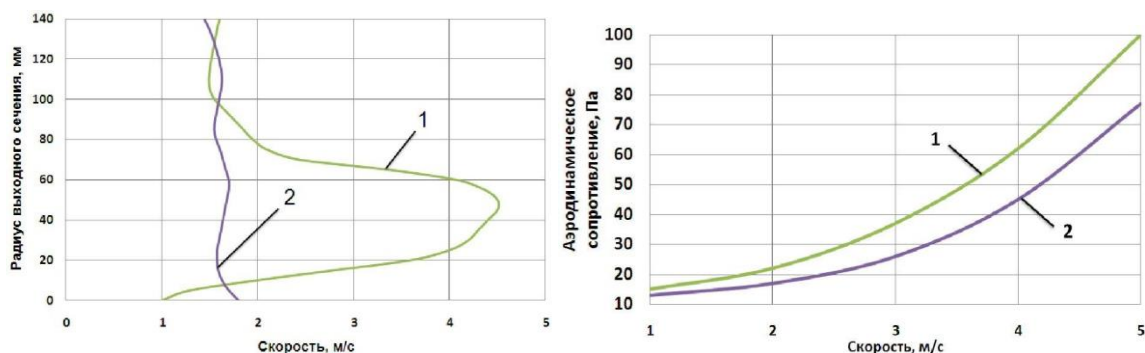


Рисунок 5 – Профиль поля скоростей на выходе из короткого диффузора при средней скорости потока 3 м/с (слева) и аэродинамическое сопротивление газового фильтра с коротким диффузором (справа) для: 1 – диффузора без направляющих; 2 – диффузора с направляющими

Анализ результатов экспериментальных исследований позволил сделать следующие выводы:

1. В результате прохождения потока через тройник перед коротким диффузором наблюдается асимметричность потока относительно продольной оси воздуховода. При этом поток смещается преимущественно к стенке, противоположной боковому участку воздуховода, подводящему поток к местному сопротивлению;

2. Из-за асимметричности потока на входе в короткий диффузор профиль поля скоростей на выходе из него имеет ярко выраженную неравномерность с высокими значениями локальных скоростей относительно средней скорости потока (рисунок 5, слева). Как показали ранее проведенные исследования, это может отрицательно отразиться на характеристиках газовых фильтров с точки зрения критериев газодинамической эффективности;

3. Установка концентрических направляющих в проточной части коротких диффузоров, геометрия которых рассчитана на основании анализа профиля поля скоростей перед диффузором с использованием результатов численных расчетов, позволяет получить достаточно равномерный профиль поля скоростей потока в выходном сечении короткого диффузора. Это доказывает эффективность направляющих при наличии асимметричного характера потока вследствие его завихрения в тройнике;

4. Значения аэродинамического сопротивления, полученные экспериментальным путем (рисунок 5) несколько выше расчетных значений (рисунок 4), однако общая положительная тенденция при этом сохраняется, а именно: потери давления в проточной части газового фильтра с коротким диффузором и неравномерными концентрическими направляющими значительно ниже, чем при отсутствии таковых, несмотря на несколько большие потери на трение о направляющие.

Таким образом, применение неравномерных концентрических направляющих в проточной части короткого диффузора позволяет повысить эффективность работы газовых фильтров при работе в завихренном потоке при установке после местного сопротивлений в виде тройника.

Список литературы

1. Filkin, N. Yu. Theoretical analysis of change of gasdynamic characteristics of the dust filter with the short diffuser in operation process diffusers / N. Yu. Filkin, V. L. Yusha // Procedia. – 2016. – Volume 152. – 270–275p.
2. Yusha, V. L. Numerical analysis of gas dynamic efficiency of short diffusers with internal guiding blades / N. Yu. Fil'kin, V. L. Yusha // Chemical and Petroleum Engineering. – 2016. – Vol. 52. – Issue 7. – 484–487 p.

3. Филькин, Н. Ю. Теоретическая оценка влияния конструктивных параметров проточной части коротких диффузоров на их газодинамическую эффективность / Н. Ю. Филькин, В. Л. Юша // Вестник МАХ. – 2016. – № 3. – С. 68–72.

4. Filkin, N. Yu. Development of methods of gas flow computation in short diffusers / N. Yu. Filkin, V. L. Yusha, S. N. Litunov // Procedia Engineering. – 2015. – Volume 113. – 259–263 p.

УДК 621.56/.59

**METHOD OF CALCULATION OF REASONABLE COST CHILLER NODE
CONDENSATION COMBINED COOLING**

**МЕТОДИКА ЭКОНОМИЧЕСКИ ОБОСНОВАННОГО РАСЧЕТА
ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С УЗЛОМ КОНДЕНСАЦИИ КОМБИНИРОВАННОГО
ОХЛАЖДЕНИЯ**

Fot A.N. ¹ Senior Lecturer Maksimenko W. A. ² , Candidate of Technical Sciences	Фот А.Н. ¹ , ст. преподаватель Максименко В.А. ¹ , к.т.н
Omsk State Technical University, Russian Federation, 644050, Omsk, Mira, h. 11	Омский государственный технический, университет, Российская Федерация, 644050, Омск, пр-т Мира, д. 11
E-mail: hein@list.ru	

Abstract

Large chillers have the potential to reduce energy consumption such as electricity and water. The application of a combined cooling condensing unit, maintaining economically reasonable condensation temperature and cooling media costs. We propose to study the characteristics of such a circuit chiller model calculation and its management. Design and in controlling the chiller based on the climatic characteristics of the region, the main energy prices will maintain a stable cold production at the lowest possible cost of a cold one.

Аннотация

Крупные холодильные машины обладают потенциалом снижения потребления таких энергоресурсов, как электроэнергия и вода. Рассмотрено применение комбинированного охлаждения узла конденсации, поддержание экономически обоснованной температуры конденсации и расходов охлаждающих сред. Предложена для изучения особенностей работы такой схемы холодильной машины модель расчета и ее управления. Проектирование и управление холодильной машиной с учетом климатических особенностей региона, цен основных энергоресурсов позволит поддерживать стабильную выработку холода при минимально возможной стоимости единицы холода.

Присутствие холодильных машин на предприятиях пищевой, нефтеперерабатывающей и других отраслях связано с особенностями технологических процессов. Затраты на производство холода могут достигать 25% от общих производственных затрат. Современная тенденция снижения производственных затрат за счет оптимизации производственных процессов на этапе проектирования и управления требует углубленного изучения особенностей работы холодильных машин и поиска потенциала по повышению экономических характеристик холодильных машин. При этом возникает необходимость решения научно-технических

проблем холодильной техники, связанных с разработкой современных методов автоматизированного проектирования с применением компьютерных технологий, обеспечивающих возможность проведения оптимизационных проектных исследований систем хладоснабжения и координирование результатов этих исследований с результатами исследований других подсистем технологического производства с целью достижения оптимальности общего решения [1]. Снижение стоимости единицы холода существенно для технологической оптимизации в рамках всего производства.

В ряде работ [1–5] обсуждается воздействие на охлаждение конденсаторов холодильной машины. Снижение температуры конденсации приводит к значительной экономии затрат на привод компрессоров. Достигать снижения температуры конденсации возможно такими способами, как использование естественного холода охлаждающего воздуха в холодные периоды года, более низкой температуры охлаждающей воды в летние периоды года, перевод холодильной машины на режим работы с естественной циркуляцией хладагента, при этом компрессоры могут быть отключены или работать на режиме холостого хода.

В отечественной специальной литературе [5–7] и зарубежных источниках активно обсуждаются вопросы о целесообразности замены водяного охлаждения конденсаторов воздушным. Главной причиной широкого внедрения аппаратов воздушного охлаждения, особенно на установках большой производительности, является дефицит охлаждающей воды, а также постоянное возрастание ее стоимости.

Однако АВО обладают рядом недостатков и уступают конденсаторам с водяным охлаждением по эффективности теплообмена особенно в летние - самые напряженные месяцы года. Поэтому в ряде работ, например [1], указывается на возможность использования комбинированного охлаждения конденсаторов как наиболее эффективный способ снятия пиковых нагрузок. Вопрос о целесообразности применения комбинированной схемы охлаждения в настоящее время достаточно не исследован, а лишь упоминается в технической и патентной литературе [8] в качестве возможного варианта исполнения узла конденсации. Для большей части территории России с умеренными и продолжительными зимами напрашивается вывод о существовании оптимума в сочетании теплообменных поверхностей комбинированного охлаждения, когда все преимущества традиционных способов охлаждения, за счет варьирования расходов охлаждающих сред в зависимости от температурных условий окружающего воздуха, будут использоваться в полной мере. Окончательно вопрос о внедрении комбинированного охлаждения узла конденсации в схемах холодильных установок может быть решен только после проведения технико-экономического анализа возможных вариантов. В данной работе приведена разработанная авторами методика проектирования холодильных установок с комбинированным охлаждением узла конденсации, которая на наш взгляд, позволяет провести такие исследования.

Распределение нагрузки между аппаратами можно учесть по аналогии с [1] нормированным коэффициентом $a_p = \frac{Q_{kw}}{Q_k}$, где Q_{kw} - нагрузка конденсации, сбива тепла перегрева и возможного переохлаждения, приходящаяся на конденсатор водяного охлаждения, кВт; Q_k - общая нагрузка узла конденсации, кВт.

Предлагается следующий порядок расчета холодильной установки с комбинированной схемой охлаждения узла конденсации (рис. 1).

1. Задается диапазон изменения текущей температуры наружного воздуха от максимально до минимально возможной с шагом Δt_e . В каждой точке текущей температуры t_{ei} задается ее длительность в часах в течение года τ_i и температура воды, поступающей из градирни на охлаждение конденсаторов t_{wi} . t_{e1} - температура воздуха на входе в конденсатор воздушного охлаждения, t_{w1} - температура воды на входе в конденсатор водяного охлаждения, t_{s1} , t_{s2} -

температура входа и выхода хладоносителя, $t_{нк}$ - температура переключения схемы прохождения узла конденсации, $t_{неp}$ - температура возможного включения естественно-циркуляционной схемы.

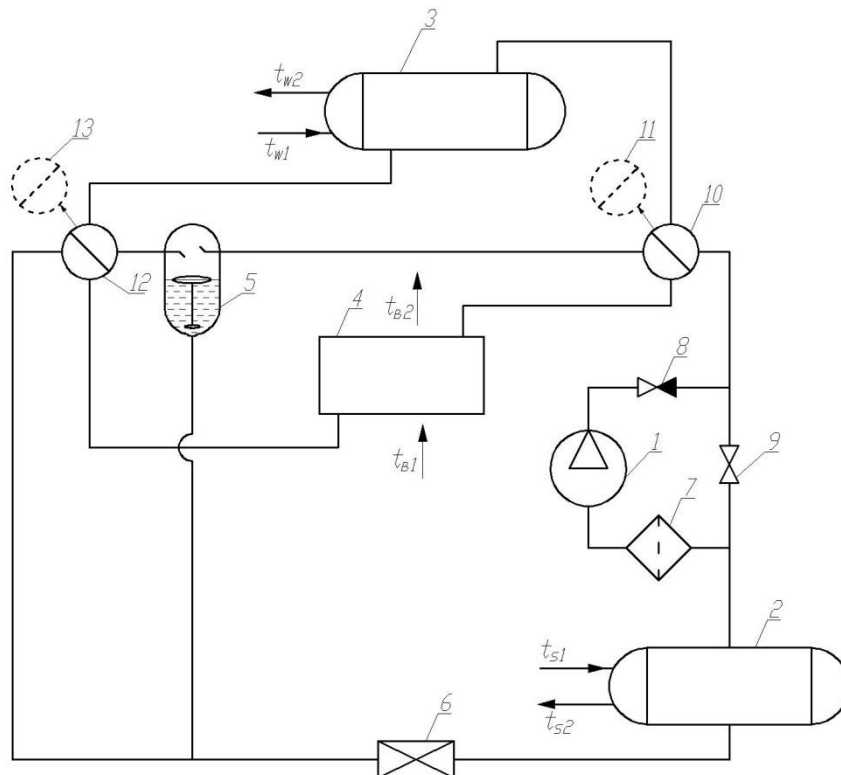


Рисунок 1 – Расчетная схема холодильной установки с комбинированным охлаждением узла конденсации

1 – компрессор; 2 – испаритель; 3 – конденсатор водяного охлаждения; 4 – конденсатор воздушного охлаждения; 5 – отделитель жидкости; 6 – вентиль регулирующий; 7 – фильтр; 8 – клапан обратный; 9 – задвижка запорная; 10, 11, 12, 13 – регулирующий вентиль

Таблица 1 – Режимы работы холодильной установки с конденсатором комбинированного охлаждения

Режим работы		Положение задвижек
I - компрессионный	$t_{e1} > t_{нк}$	11, 13, 9-закрытая
II- компрессионный	$t_{e1} < t_{нк}$	10, 12, 9-закрытая
III - без компримирования, воздушное охлаждение	$t_{e1} < t_{неp}$	10, 13, 9-открытая

2. При заданных в первом приближении значений параметров оптимизации производится проектный расчет холодильной установки с выбором из ГОСТов поверхностей и марок теплообменных аппаратов, компрессора, диаметров труб.

3. Определяется точка перехода на режим работы установки без компримирования хладагента (по температуре наружного воздуха $t_{неp}$)[1].

4. В каждой точке интервала текущих температур t_{ei} наружного воздуха производится проверочный расчет установки по одному из следующих вариантов.

$$\text{а) } t_{nep} < t_{нк} < t_{ei}$$

Производится проверочный расчет системы: всасывающий трубопровод – компрессор - нагнетательный трубопровод - конденсатор воздушного охлаждения - конденсатор водяного охлаждения (см. табл. 1, режим I) с оптимизацией на каждом шаге по t_{ei} текущего значения коэффициента соотношения тепловых нагрузок на конденсаторный узел a_{pi} и температуры конденсации t_k . Вычисляется оптимальное сочетание расхода воздуха и охлаждающей воды через конденсаторный узел.

$$\text{б) } t_{nep} < t_{ei} < t_{нк}$$

Производится проверочный расчет системы: всасывающий трубопровод – компрессор - нагнетательный трубопровод - конденсатор водяного охлаждения - конденсатор воздушного охлаждения (см. рис. I, режим II) также с оптимизацией на каждом шаге по t_{ei} параметров a_{pi} и t_k , определение оптимальных сочетаний расходов охлаждающих сред и переменной части эксплуатационных затрат \mathcal{E}_i .

$$\text{в) } t_{ei} < t_{nep}$$

Производится проверочный расчет системы: всасывающий трубопровод –нагнетательный трубопровод - конденсатор воздушного охлаждения с вычислением на каждом шаге по t_{ei} переменной части приведенных затрат \mathcal{E}_i , то есть определяются условия эксплуатации в режиме работы установки без компримирования хладагента (см. табл. 1, режим III).

1. Определяется функция цели - суммарные приведенныезатраты при оптимальной эксплуатации установки в течениегода

$$E = \sum_{i=1}^m \mathcal{E}_i + A,$$

где m – число интервалов температур наружного воздуха t_{ei} ;

A – постоянная часть приведенных затрат, определяемая текущими параметрами оптимизации, руб/год.

2. С помощью процедуры поиска минимума функции E определяются оптимальные значения параметров оптимизации по п. 2.

Заключение, выводы

Предложенный подход расчета холодильных машин с конденсаторами комбинированного охлаждения позволяет на этапе проектирования новых и реконструкции существующих холодильных машин определять оптимальное соотношение площадей конденсаторов воздушного и водяного охлаждения. Не менее важными являются результаты расчетов по рекомендуемым расходам охлаждающих сред в течении всего года эксплуатации холодильной машины, что должно обеспечить минимальные эксплуатационные затраты и поддерживать минимальной стоимость единицы холода.

Список литературы

1. Январев, И. А. Теплообменное оборудование и системы охлаждения компрессорных, холодильных и технологических установок. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2005. – 392 с.
2. Иванникова, Т. В. Социальные и экологические аспекты проблемы водных ресурсов // Вестник Донского Государственного Аграрного Университета.-2015. - Том. 15, № 1–3. – С.82–88.
3. Fumo, N., Mago, P. J., Chamra, L. M. Energy and economic evaluation of cooling, heating, and power systems based on primary energy // Appl. Therm. Eng. – 2009. – Vol. 29, № 13. – P. 2665–2671.

4. Fumo, N., Mago, P. J., Chamra, L. M. Emission operational strategy for combined cooling, heating, and power systems // Appl. Energy. – 2009. – Vol. 86, № 11. – P. 2344–2350.
5. Yu, F. W., Chan, K. T. Life cycle analysis of enhanced condenser features for air-cooled chillers serving air-conditioned buildings // Build. Environ. – 2006. – Vol. 41, № 8. – P. 981–991.
6. Петров, Е. Т. Перспективные схемы хладоснабжения с конденсаторами воздушного охлаждения: Обзорная информация. – М.: АгроНИИТЭИММП, 1987. – 28 с.
7. Булатова, Д.А. Оптимизация комбинированных систем охлаждения газоперерабатывающих и нефтеперерабатывающих производств: дис. канд. техн. наук: 05.14.04. - М., 2004. – 224с.
8. Патент на полезную модель РФ. – 2012. –Б.И. № 19.С. 6–7.

УДК 629.12.03

THE ESTIMATION OF POWER CONSUMPTION OF GAS PREPARATION UNIT FOR MARINE DUAL-FUEL PROPULSION ENGINES

ОЦЕНКА ЗАТРАТ ЭНЕРГИИ НА ПРИВОД УСТАНОВКИ ПОДАЧИ ГАЗА К ДВУХТОПЛИВНЫМ ГЛАВНЫМ ДВИГАТЕЛЯМ СУДОВ

Cherednichenko O.S., Ph.D., Associate Professor	Чередниченко А.К., к.т.н., доцент
Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ukraine, 54001, Mykolayiv, Heroiv Ukraine Ave. 9	Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Украина, 54001, Николаев, Пр. Героев Украины, 9

Abstract

This article discusses the estimation of power consumption of gas preparation unit for marine dual-fuel propulsion engines. Some results of research have been shown. The main aim of the research is the analysis of characteristics of the low-speed internal-combustion engine based on metal-hydride waste heat utilization unit. The investigation was carried out with the regard to the propulsive unit of LNG carrier of a Q-max type with the propulsion engine 9G80ME.

Аннотация

В статье обсуждается оценка энергопотребления установки подготовки газа для морских двухтопливных двигателей. Основная цель исследования – анализ характеристик низкоскоростного двигателя внутреннего сгорания с теплоутилизационной металлгидридной установкой. Исследование проводилось применительно к пропульсивной установке для газовева LNG с двухтопливным малооборотным дизельным двигателем 9G80ME.

Актуальность исследования

Морские перевозки являются важнейшей компонентой человеческой цивилизации. История человечества с древних времен связана с транспортировкой грузов водным путем. В настоящее время судоходство является неотъемлемой частью мировой транспортной системы. Анализ данных, которые представлены в отчетах UNCTAD, позволяет предположить, что около 90% объема перевозимого в мире груза приходится на морские перевозки. Это связано с низкой стоимостью энергетических затрат на осуществление морских перевозок, в сравнении с другими видами транспорта. Анализ тенденций развития судовой энергетики XXI века позволяет выявить два основных тренда – жесткая регламентация выбросов, в первую очередь CO₂ и дальнейшее повышение энергетической эффективности тепловых двигателей.

Использование в качестве топлива сжиженного природного газа (LNG) позволяет снизить выбросы CO₂ на 12% по сравнению с традиционным для транспортных судов высоковязким топливом [1]. За последние десять лет количество судов, использующих в качестве топлива LNG, выросло более чем в 10 раз.

Ведущие производители судовых малооборотных дизельных двигателей адаптировали свою продукцию для работы на метане и других альтернативных видах топлива. Газообразное топливо подается в двигатель под давлением 25...30 МПа [2], при этом затраты мощности на привод компрессорной установки значительны. Представляет интерес анализ влияния затрат энергии на привод установки подачи газа на эффективность пропульсивных энергокомплексов с малооборотными двутопливными главными двигателями.

Исследование проводилось методами математического моделирования.

С целью определения энергетических затрат на привод установки подачи газа к главным двигателям, с помощью системы моделирования химико-физических процессов *Aspen Plus* была создана расчетная схема установки подготовки газа. Модель учитывает основные физические соотношения: материальный и тепловой балансы; фазовое равновесие; процессы тепло- и массопередачи [3]. При математическом моделировании процессов в энергокомплексе основными параметрами являются параметры (давление, температура, расход) рабочих сред и вторичных энергоресурсов. Для определения этих параметров применялись специальные программные продукты, размещенные производителями двигателей на официальных сайтах. При исследовании для двигателей *MAN Diesel & Turbo* использовалась *on-line* программа *CEAS Engine Calculations*, размещенная на официальном сайте marine.mandieselturbo.com.

Исследование проводилось применительно к пропульсивной установке мощностью 42 МВт для газовоза LNG грузоподъемностью 250 тыс. м³. Режим работы – ходовой с грузом. В качестве главного двигателя (ГД) рассмотрен двутопливный малооборотный дизельный двигатель 9G80ME-C9.5-GI фирмы *MAN Diesel & Turbo*, спецификационной длительной мощностью 42,4 МВт. Характеристики двигателя приняты в соответствии с ограничениями *IMO Tier II*. Расчет был проведен на условия *ISO*: температура воздуха 298 К; температура охлаждающей забортной воды 298 К [4].

Рассмотрено два варианта [5]:

В1 – Одновальная установка с двухтактным двутопливным малооборотным дизельным двигателем и прямой передачей мощности на винт (рис.1а). Для выработки электроэнергии на привод компрессора подачи газа предусмотрен дизель-генератор (ДГ) на базе двутопливного четырехтактного среднеоборотного дизельного двигателя MAN 9L35/44DF.

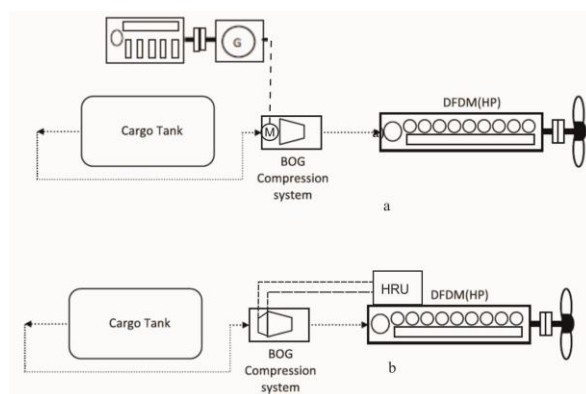


Рисунок 1 – Структурные схемы моделируемых пропульсивных установок

В2 – Схема В1 с утилизационной металлгидридной установкой (УМГУ) для привода компрессора системы подачи BOG в главный двигатель (рис. 1b). Рассмотрена УМГУ, источником тепла в которой служит промежуточный теплоноситель, циркуляцию которого обеспечивает циркуляционный насос параллельно через утилизационные теплообменники отходящих газов и наддувочного воздуха турбокомпрессором. В установке предусмотрена ре-

генерация тепловой энергии в регенерационном теплообменнике, и регенерация механической энергии в гидродвигателе, приводящем подкачивающий насос металлгидридного контура. Благодаря этому уменьшаются затраты мощности на перекачку гидридной суспензии.

Выводы

Исследование схемы В1 позволило верифицировать адекватность моделирования процессов в системе подачи LNG в главный двигатель. Затраты мощности на привод компрессора хорошо согласуются с данными фирмы MAN Diesel & Turbo и составляют около 3% мощности главного двигателя.

Расчеты схемы В2 показали, что полезная механическая мощность утилизационной установки составляет 2,5 МВт или 6% от мощности главного двигателя. Так как для газовега LNG типа Q-max общесудовые потребности в электроэнергии на ходовом режиме составляют около 2,2 МВт, этого достаточно для привода компрессора газа и выработки около 55% потребной на ходовом режиме электрической энергии.

Список литературы

1. IMO Train the Trainer (TTT) Course on Energy Efficient Ship Operation. Module 2 – Ship Energy Efficiency Regulations and Related Guidelines. –2016. –Режим доступа: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Documents>– 06.20.2017.

2. LNG Carriers with ME-GI Engine and High Pressure Gas Supply System. / MAN Diesel & Turbo. 5510-0026- 04ppr Sep 2014. – Режим доступа: <http://marine.man.eu/docs/librariesprovider6/technicalpapers/lng-carriers-with-high-pressure-gas-supplysystem.pdf?sfvrsn=16>. – 16.01.2017.

3. Чередниченко, А.К. Моделирование энергокомплексов с термохимической регенерацией тепла для судов-газовозов / А.К. Чередниченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2016. – № 2. – С. 36–41.

4. Чередниченко, А. К. Влияние климатических факторов на эффективность утилизационной металлгидридной установки двухтопливного малооборотного ДВС газовега / А. К. Чередниченко, М. Р. Ткач // Вісник НТУ «ХП». – 2017. – № 10. – С. 85–91. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.12.

5. Чередниченко, А. К. Повышение эффективности энергетических установок судов-газовозов с применением термохимических технологий / А.К. Чередниченко // Двигатели внутреннего сгорания, 2017. – № 1. – С. 46-51. – doi: 10.20998/0419-8719.2017.1.09.

УДК 62-7

TRANSPORTATION OF PRODUCTS BY AUTOREFRIGERATORS AND OUTLOOK OF ITS DEVELOPMENT

ТРАНСПОРТИРОВКА ПРОДУКЦИИ АВТОРЕФРИЖЕРАТОРАМИ И ПЕРСПЕКТИВЫ ЕЕ РАЗВИТИЯ

<p>Shalbaev K.K.¹, D.Sc., professor Torgaev R.A.², D.Sc., professor Kamzanov N.S.³, master's degree of engineering sciences Sun Yu.⁴, master student</p>	<p>Шалбаев К.К.¹, д.т.н., профессор Торгаев Р.А.², д.т.н., профессор Камзанов Н.С.³, м.т.н Сунь Ю.⁴, магистрант</p>
<p>SatbaevUniversity, Almaty, Str.Stypayev 22</p>	<p>КазНИТУ им. К. И. СатпаеваКазахстан, 050013Алматы, ул.Сатпаева 22</p>
<p>E-mail: shk1952@mail.ru, rymbekt@mail.ru, n.kamzanov@mail.ru, imunsunyu@mail.ru</p>	

Abstract

The design of the refrigeration unit of an autorefrigerator is considered. Its schematic diagram and the scheme of the components placement in the vehicle are given. The main possible

malfunctions are presented. The use of hydrogen generators in the engine of autorefrigerators is proposed.

Аннотация

В работе рассматривается конструкция холодильной установки авторефрижератора. Приводится её принципиальная схема и схема размещения компонентов в автомобиле. Представлены основные возможные неисправности. Предлагается использование водородных генераторов в ДВС авторефрижераторов.

Авторефрижераторы служат для перевозки грузов (мясо-молочной продукции, полуфабрикатов, замороженных овощей и фруктов, других продуктов с ограниченным сроком годности) нуждающихся в особом температурном режиме — скоропортящихся и замороженных продуктов питания на относительно небольшие расстояния по сравнению с вагонами-рефрижераторами, судовыми охлаждающими установками и авиaperевозчиками.

Перевозка охлаждённых и замороженных продуктов осуществляется различными транспортными средствами: авторефрижераторами, вагон-рефрижераторами, судовыми холодильными средствами и авиацией. Во всем объеме автомобильных логистических услуг, грузовые перевозки рефрижераторами являются наиболее сложными и ответственными. С учетом больших расстояний между контрагентами мирового рынка доставка скоропортящихся товаров без использования рефрижераторных перевозок практически неосуществима. Перевозка рефрижератором позволяет взять под контроль важнейший аспект— сохранение постоянного необходимого температурного режима на всем пути следования груза, что определяет качество и оперативность реализации продукции. При этом полностью исключается потеря и порча груза, вследствие обеспечения транспортнойкомпания полного соблюдение правил и норм рефрижераторных перевозок.



Рисунок 1 – Холодильная установка авторефрижератора

В базовом исполнении холодильная установка выполнена в виде моноблока и состоит из холодильного модуля, гидроблока и системы управления и контроля. В качестве опции установка может быть выполнена с модулем промежуточного хладоносителя[1].

Принципы работы авторефрижератора

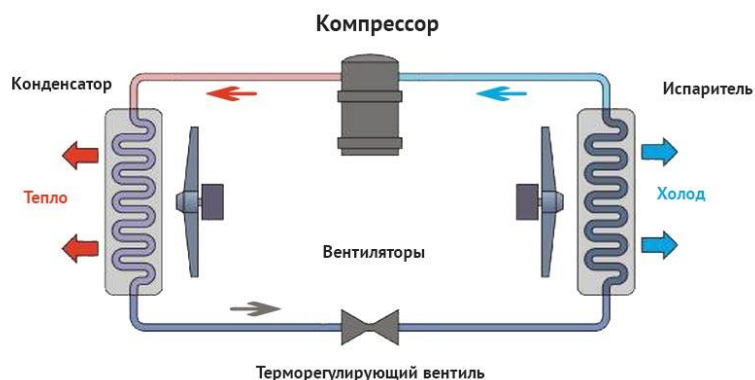


Рисунок 2 – Принципиальная схема холодильной установки

Холодильный модуль является обязательной составной частью, входящей в состав всех установок. В нем хладагент с помощью основных агрегатов (компрессор, конденсатор, терморегулирующий вентиль и теплообменник-испаритель) осуществляет круговой процесс переноса тепла (см. принципиальную схему холодильного модуля на рис. 2).

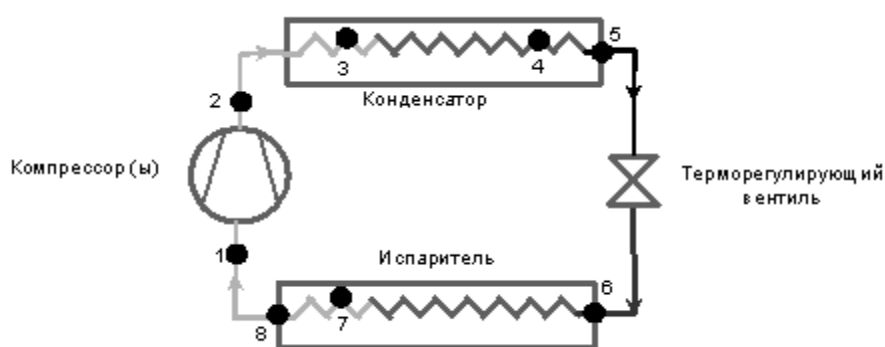


Рисунок 3– Принципиальная схема модуля

1 → 2 – изэнтропийное сжатие паров хладагента в компрессоре; 2 → 3 – охлаждение перегретого пара; 3 → 4 – конденсация хладагента; 4 → 5 – переохлаждение хладагента; 5 → 6 – дросселирование (переход из жидкого состояния в парожидкостную смесь); 6 → 7 – испарение хладагента; 7 → 8 – перегрев хладагента

Гидроблок входит в состав установок, обеспечивает подачу жидкости (хладоносителя) в теплообменник (теплообменник-испаритель) и на потребителя. Состоит из термоизолированной емкости, насоса, системы долива и гидроарматуры. Система управления и контроля предназначена для поддержания в автоматическом режиме задаваемых параметров и защиты установки от аварийных ситуаций. Модуль промежуточного хладоносителя входит в состав установки либо по требованию заказчика, либо в силу технологической необходимости. Состоит из термоизолированной емкости для хладоносителя, насоса, теплообменника и гидроарматуры. Используя высокотехнологичное и надежное оборудование для рефрижераторов, можно максимально быстро доставить грузы в оптимальных климатических условиях, определенных для него.

Рефрижераторные перевозки различают по классам: Класс А, определяется диапазоном температур от плюс 15 до 0°C; Класс В, определяется диапазоном температур от плюс 15 до минус 10°C; Класс С, определяется диапазоном температур от плюс 15 до минус 20°C.

Основу транспортного рефрижераторного парка составляют прицепы. Большой объем и качественные охлаждающие установки позволяют выполнять возложенные задачи.

Основные технические характеристики по грузоподъемности и объему используемых для перевозки рефрижераторных прицепов приведены ниже:

Объем перевозимого груза, м ³	Грузоподъемность, т
82	17 тонн
35-45	10 тонн
до 20	5 тонн

Согласно договоренности, достигнутой между правительствами Казахстана и Китая, в 2017 году Казахстан экспортировал 50 000 тонн говядины в Китай. Отметим, что в 2010 году Китай импортировал 23 000 тонн говядины, по сравнению с 300 000 тонн в 2015 году увеличился свыше 10 раз. В настоящее время все производители мяса экспортируют свою продукцию в соответствии с соответствующими с межправительственными положениями экспорта мясных продуктов [2].

Рефрижераторными перевозками доставляют следующие грузы: медикаменты; замороженные продукты питания, включая продукты глубокой заморозки; перевозка мясных изделий на крюках (полутуши охлажденные), замороженные навалом; пищевые добавки; скоропортящиеся продукты; сельскохозяйственные растения; всевозможные химические вещества; опасные грузы и др.

Рефрижераторы комплектуются различными холодильными установками, обеспечивающими стабильную температуру от 0°C до +5°C, иморозильными установками, обеспечивающими охлаждение до -20°C. Наиболее распространенный вариант температурного режима в фургон-рефрижераторах +5/-20°C.

Перевозка скоропортящихся пищевых продуктов в соответствии с Женевским соглашением о международных перевозках скоропортящихся пищевых продуктов и о специальных транспортных средствах, предназначенных для этих перевозок и требованиями СЭС должна осуществляться на специальных транспортных средствах. Их основная особенность – возможность создания и поддержания в грузовом объеме температурных режимов, обусловленных видом перевозимого груза. В настоящее время к холодильному транспорту предъявляются строгие, и даже жесткие требования, как с точки зрения сохранности, так и безопасности перевозимых продуктов. Это предписано нормами санэпиднадзора и заложено в требованиях ГОСТов на мороженое и замороженные продукты [3].

Авторефрижераторы более маневренны и оперативны в использовании и доставляют грузы в пункты, где отсутствуют ж/д тупики, морские и речные порты. Они обеспечивают быстроту доставки продуктов к потребителю, имеют лучшие температурные режимы, чем вагоны-ледники, позволяют перевозить грузы малыми партиями.

Имеется опыт спаривания в один автопоезд двух автомобилей-холодильников, управляемых одним водителем.

В зависимости от объемной массы груза, его упаковки и способа укладки разные продукты занимают разный объем и площадь. Так, в 1 м³ грузового объема холодильной камеры мороженого мяса, уложенного в штабель, размещается 0,3 - 0,45 т, а масла, упакованного в ящики или бочки, 0,54-0,65 т. Для размещения одного и того же количества требуются размеры камер для мороженого мяса в 1,5- 1,8 раза больше, чем размеры камер для масла.

Кузова изотермических автомобилей и авторефрижераторов могут выполняться заодно с автомобилем или в виде полуприцепа. Основными элементами кузова являются: каркас, внутренняя и наружная обшивка, теплоизоляция, дверная рама с дверным полотном и настил пола.

Спрос на рефрижераторные фургоны не снижается – на их долю приходится 5% новых прицепов и полуприцепов, продаваемых в СНГ. Тенденция сохранится и в дальнейшем, более того, эксперты прогнозируют увеличение спроса на фургоны рефрижераторного типа. Это объясняется усовершенствованием законодательной базы, регламентирующей хранение и транспортировку скоропортящихся продуктов [4].

В авторефрижераторах используются автономные холодильные установки. Преимущества использования автономных холодильных установок в авторефрижераторах: при остановке транспортного средства нет необходимости подключать холодильное оборудование к электросети; ограничений по грузоподъемности и объему перевозимого скоропортящегося груза нет; большой диапазон рабочих температур: от -28 до +25 градусов (возможность устройства секций с разными режимами); наличие функции нагрева, позволяющей быстро разморозить продукты; удобство контроля рабочего процесса, простой интерфейс.

Вероятные неисправности рефрижератора. Транспортное холодильное оснащение является герметичной системой, в которой фреон через фильтр-осушитель и капиллярный трубопровод попадает в испаритель. Однако все дело в критериях эксплуатации, в которых находятся узлы и агрегаты оснащения. Утечка фреона - самый известный фактор выхода из строя холодильного оборудования.

Одна из часто встречаемых причин - недостаток в системе фреона. Фреон – основной расходный материал в любой холодильной системе, потери которого происходят вследствие нормированной утечки, некачественного монтажа, разгерметизации системы. Трубки и соединение под воздействием вибрации теряют свою целостность, возникают трещины в самой установке. Произойти утечка может также на месте пайки внутренних деталей.

Если холодильный аппарат дает сбой – высокая вероятность того, что в системе не хватает фреона и приёмник аварийного давления не подключает установку. Предпосылкой утечки фреона традиционно являются следующие факты: коррозия дюралевого труб, конденсаторов, испарителей; порча сальника компрессора; износ резиновых прокладок в местах соединения; трещины в резиновых шлангах и механические повреждения; механические повреждения трубопроводов вследствие вибраций мотора; перегрев мотора.

Помимо разгерметизации магистралей и утечки фреона через них, имеет место самопроизвольная потеря хладагента через неплотности. Статистика показывает, что они составляют около 10% в год. Для нормальной и непрерывной работы агрегата необходимо периодически менять хладагент и производить очистку техники. Осмотр и диагностику нужно проводить как минимум раз в год. Тогда ремонт не будет длительным и дорогостоящим. В целом по холодильной машине можно констатировать: неисправность самого компрессора; неисправность испарительного или конденсаторного блоков; наличие влаги в фильтре; утечка хладагента (повреждение магистралей, уплотнителей); неисправность блока управления.

Для того чтобы качественно произвести ремонт, необходимо определить поломку и ее первопричины путем диагностирования.

В настоящее время для диагностики используются технические новинки автопромышленности: устройство очистки магистралей (моющая машина которая работает под большим давлением), установки для промывания контура; инструмент для соединения магистралей без спайки; приспособления для поиска утечки хладагента; современные устройства для быстрой заправки рефрижератора фреоном; газоанализатор качества фреона.

Заправка фреоном – это жизненно необходимая техническая процедура для авторефрижератора. Здесь важны скорость и качество сервиса и ремонта. Использование подходящего фреона – основное условие качественной работы холодильной установки. Достаточное его количество в системе также необходимо для нормальной работы авторефрижератора.

Процесс заправки авторефрижераторов, это комплексный спектр услуг и включает в себя: диагностику работы рефрижератора; заправку фреоном рефрижераторов и замену масла; очистку или замену фильтров; поиск брешей в обвязке и их устранение; и др.

Особой проблемой является сбор, хранение и утилизация фреонов от устаревших и других холодильных установок.

Утилизацией хладагентов занимаются уполномоченные органы РК, а также лицензированные частные фирмы [5, 6].

В настоящее время перспективным направлением является использование водородных генераторов в ДВС авторефрижераторов. Это приводит к увеличению мощности (для

бензиновых до 25%) и к снижению расхода топлива (для бензиновых до 50% и до 30% для ДВС с дизтопливом), а также к снижению выбросов вредных веществ в атмосферу до 80%.

Выводы.

Проведен анализ литературы по использованию современных авторефрижераторов и рассмотрена их классификация.

Отмечены существующие недостатки при эксплуатации авторефрижераторов.

Предлагается использование водородных генераторов в ДВС авторефрижераторов.

Список литературы

1. Принципиальная схема холодильной установки. <http://www.xiron.ru/content/view/30227/28/>
2. Источник: Экономический и коммерческий советник Посольства Республики Казахстан: Бюро внешней торговли Опубликовано: 22.03.2016г.
3. Международные требования для рузоперевозок. <https://www.multimodal.su/stati/mezhdunarodnye-trebovaniya-gruzoperevozok>.
4. Организация объединенных наций, Соглашение о международных перевозках скоропортящихся пищевых продуктов и о специальных транспортных средствах, предназначенных для этих перевозок. Нью-Йорк, Женева, 2013.
5. Закон Республики Казахстан «О внесении изменений и дополнений в некоторые законодательные акты Республики Казахстан по вопросам перехода Республики Казахстан к «зеленой экономике» (с изменениями от 26.07.2016 г.)
6. <http://www.tks.ru/crime/2012/02/29/07>.

УДК 62-719

TRANSPORTATION OF PERISHABLE FOOD PRODUCTS BY AUTOREFRIGERATORS

ТРАНСПОРТИРОВКА СКОРОПОРТЯЩИХСЯ ПРОДУКТОВ ПИТАНИЯ АВТОРЕФРИЖЕРАТОРАМИ

Shalbaev K.K. , D.Sc., professor Torgaev R.A. , D.Sc., professor Kozhataev S.K. , master's degree of engineering sciences Chen Can , master student	Шалбаев К.К. , д.т.н., профессор Торгаев Р.А. , д.т.н., профессор Кожатаев С.К. , м.т.н Чэнь Цань , магистрант
Satbaev University, Kazakhstan, 050013, Almaty, Satbayevstr. 22	КазНИТУ им. К. И. Сатпаева Казахстан, 050013 Алматы, ул. Сатпаева 22
E-mail: shk1952@mail.ru, rymbekt@mail.ru, kogataev@mail.ru, 815973268@qq.com	

Abstract

In this paper, the specifics of the application and classification of automotive refrigeration are discussed. The methods of power supply for transport refrigerating plants are classified.

Аннотация

В данной работе рассматриваются особенности применения и классификации автомобильного холодильного транспорта. Классифицированы способы энергоснабжения транспортных холодильных установок.

Авторефрижераторы в настоящее время широко используются не только для внутригородских перевозок и перевозок продукции на короткие расстояния, но и на дальние расстояния (свыше 2-3 тыс. км).

Авторефрижератор, обеспечивающий высокую скорость доставки, будет все более масштабно применяться для снабжения населения скоропортящимися продуктами питания (свежие овощи и фрукты, молочные продукты и др.), а также мясопродуктами приморских и более отдаленных от рыболовных портов городов свежей и охлажденной рыбой [1,2,3].

Автомобильный холодильный транспорт состоит из авторефрижераторов, полуприцепов-холодильников и прицепов-холодильников. Основным показателем, характеризующим холодильник, является его емкость. Емкость холодильника характеризуется массой груза в тоннах, которую одновременно можно хранить в камерах холодильника.

Преимущество автомобильного транспорта заключается в том, что он позволяет осуществлять бесперегрузочные (прямые) перевозки от производителя до потребителя, где бы они ни располагались. По сравнению с железнодорожным транспортом он обладает большей мобильностью и оперативностью. Однако стоимость автомобильных перевозок выше и ограничена наличием сети автомобильных дорог [4,5].

Различают два основных типа средств холодильного автотранспорта: изометрические автомобили и авторефрижераторы.

Изометрическое транспортное средство – это средство, которое состоит из теплоизоляционных ограждающих конструкций, включая двери, пол и крышу с усиленной изоляцией.

Изометрические автомобили имеют теплоизолированный кузов, препятствующий недопустимому повышению (понижению) температуры перевозимых продуктов. Изометрические автомобили имеют теплоизолированный кузов, но не оснащаются холодильной установкой. Температура в кузове изометрического автомобиля поддерживается в определенных пределах за счет холода, аккумулированного грузом, или сухим водным льдом. Незначительный запас холода и невозможность регулирования температуры в рабочих помещениях изотермических автомобилей не позволяет продолжительно транспортировать в них скоропортящийся продукт. Поэтому изометрические автомобили применяют в основном во внутригородских или областных перевозках. Для перевозки в зимних условиях грузов, требующих положительных температур, изометрические автомобили оборудуют нагревателями. [6].

Авторефрижераторы оснащены автономными холодильными установками и имеют теплоизолированный кузов. В качестве охлаждающей системы в них используют компрессорные холодильные машины или установки с расходуемым охлаждающим веществом жидким азотом, сухим льдом и др. Современный рынок предлагает несколько разновидностей техники. Различные агрегаты отличаются между собой прежде всего механизмом работы. В целом авторефрижератор – не только холодильная установка, но и герметичный фургон. Инновационные транспортные средства данного типа способны поддерживать температуру в пределах от 5 до -30 градусов. С их помощью можно перевозить на большие расстояния продукты питания, растения, лекарственные препараты и прочие скоропортящиеся товары.

Существует несколько классов рефрижераторов, отличающихся друг от друга возможностью поддерживать ту или иную температуру в кузове, а именно: класс А (поддерживает температуру от +12 до +0 градусов Цельсия); класс В (от +12 до -10 градусов Цельсия); класс С (от +12 до -20 градусов Цельсия); класс D (от +2 градусов Цельсия и ниже); класс E (от -10 градусов Цельсия и ниже); класс F (от -20 градусов Цельсия и ниже). Данная классификация была составлена европейской комиссией АТР Europe. Холодильное оборудование авторефрижератора должно поддерживать нужный температурный режим в кузове как минимум двенадцать часов без осуществления обслуживания установки [7].

Основными направлениями развития холодильного транспорта является снижение энергопотребления, уменьшение потерь хладонов в атмосферу; внедрение модифицированной газовой среды при перевозке овощей и фруктов; использование новых экологически безопасных и эффективных хладагентов, интеграция различных транспортных средств на основе модульного построения; повышение уровня автоматизации в результате применения техники.

При перевозке скоропортящихся пищевых продуктов в Казахстане существуют проблемы – отсутствие сервисных центров по пути следования авторефрижераторов в части механической, холодильной и электрической систем.

Условно все авторефрижераторы можно разделить на следующие виды: системы с приводом функционирующим от двигателя; агрегаты, работа которых зависит от генератора; установки, работающие посредством автономных агрегатов.

Автомобильные рефрижераторы, снабженные с системой привода функционирующие от двигателя являются самыми востребованными. Ими оснащаются относительно небольшие фургоны без прицепов. Привод от двигателя предназначен для малотоннажных и среднетоннажных автомобилей. Компрессор рефрижератора приводится в действие двигателем автомобиля, посредством ременной передачи. Двигатель соединяется с компрессором с помощью эластичного или клиновидного ремня передачи, на валу компрессора размещена муфта сцепления. Система вентиляторов функционирует от бортового электричества. Это удобно для транспортировки малых партий груза на небольшие расстояния (например, по городу). Для дальней междугородней транспортировки не подходит, т.к. на стоянках холодильное оборудование работать не будет. Такие рефрижераторы устанавливаются на машины с небольшим объемом фургона (каблук и т.д.).

Недостатком является отсутствие возможности подключения к внешней стационарной системе питания во время продолжительных остановок.

Рефрижераторы с питанием от генератора автомобиля предназначены для использования на малотоннажных автомобилях с объемом фургона до 5м³. Они имеют собственный интегрированный компрессор, работающий от бортовой сети автомобиля. Такой тип рефрижератора считается более надежным чем, например, рефрижераторы с прямым приводом. При питании оборудования от генератора, отсутствует система ремней прямого привода, за счет чего и увеличена надежность эксплуатации, так же преимущество заключается еще и в том, что компрессор находится в самом фургоне. При заглушенном двигателе оборудование также не функционирует, как и в рефрижераторах с прямым приводом, что является основным недостатком.

Автономные агрегаты используются в основном на крупнотоннажных автомобилях с объемом фургона свыше 30м³. Крупные тягачи, оснащенные полуприцепами изотермического типа, оборудуются автономными рефрижераторами.

Недостатками являются экономически не эффективное использование автономного двигателя внутреннего сгорания (ДВС) из-за регулярного возрастания стоимости нефтепродуктов, бензина, дизельного топлива и увеличение массы транспортного средства за счет топлива.

В современных условиях все более возрастающую роль играют экологические проблемы. При значительном увеличении масштабов и росте темпов автомобилизации возникает ряд серьезных проблем, связанных с вредными выбросами для окружающей среды и человека.

При эксплуатации ДВС возникают две крупные проблемы: проблема сохранения исчерпаемых нефтяных ресурсов; экологическая проблема, связанная с загрязнением окружающей среды токсичными продуктами.

Основным источником загрязнения воздуха крупных городов сегодня является автомобильный транспорт. В связи с этим перед автопроизводителями стоит проблема создания экологически чистого транспортного средства, которое в будущем смогло бы

заменить ДВС автомобилем на источник энергии, в которой используются тяговые аккумуляторные батареи.

В последнее время всё больше внимания уделяют электромобилям. На данный момент слабым местом электромобиля является аккумулятор. Сейчас используются в основном ионные аккумуляторы (например литий). Такие аккумуляторы, при их преимуществах связанных с относительно небольшими размерами, страдают от процесса ухудшения характеристик со временем. Большинство таких аккумуляторов не может служить больше пяти лет. Количество зарядно-разрядных циклов не так влияют на ресурс, как возраст, при коротком времени цикла заряда и разряда, батарея выдерживает до 2000 циклов.

В настоящее время существуют такие разновидности литий ионных аккумуляторов: на базе кобальтатов лития на графитовых электродах, и на основе других элементов - LiNiO₂, LiMnO₂, LiMn₂O₄, LiFePO₄. В аккумуляторах электромобилей Honda используют элементы с силой тока при разрядке 100А, а при зарядке - 50А. Напряжение батареи 240 В. Автомобили на электротяге Nissan, имеют литий-ионные батареи плоского типа. Под днищем авто спрятано 50 модулей: вес каждого модуля 4 кг, и общая энергоотдача отдача – 90 кВт. Этого достаточно, чтобы питать 80-киловаттный электромотор (280 Н·м) и другие бортовые системы. Заряженных батарей хватает на 160 км проезда.

В автомобилях на электротяге используются следующие модификации литиевых аккумуляторов - Никель-кобальт-марганец.

Вес всей аккумуляторной батареи в электромобилях не мал, и составляет от 50 до 400 кг. Но всё же литий-ионный аккумулятор вырабатывает примерно вдвое больше энергии на единицу веса, чем предыдущее поколение никель-метал-гидридных аккумуляторов.

В перспективе можно прогнозировать полный переход автомобилей на электротягу с использованием литий-ионных аккумуляторов и их модификаций. Особенно это относится к городскому транспорту, так как вопрос экологии у него стоит на первом месте.

Обзор литературы и исследований показывают, что имеются ряд направлений по совершенствованию автомобильных рефрижераторных перевозок: зарядка, а также применение аккумулятора для работы холодильной машины авторефрижератора во время отдыха водителя в кемпинге; работа холодильной машины авторефрижератора от автономного источника энергии (дизель генератор); применение озono-безопасных эффективных хладагентов; использование водородных генераторов в ДВС авторефрижераторов; применение высокоэффективных теплоизоляционных материалов для обшивки кузова; использование тяговых аккумуляторных батарей.

Список литературы

1. Режим доступа.: <http://www.cifnews.com/Article/7325>
2. ЦаоШуфэн, МаУилан // Российский Центрально Азиатский и Восточно Европейский рынок 2011. Вып.2 :Министерство торговли Китайской Народной Республики. – 2007.
3. Таблица температурных режимов по перевозке скоропортящихся продуктов питания в авторефрижераторах. Режим доступа: http://refavto.ru/transportnoe_holodilnoe_oborudovanie/tablica_temperatur_perevozki_produkto_v_avtorefrizheratorah/
4. Принцип работы рефрижератора "тепло-холод". Режим доступа к ст.: <http://www.ask-holod.ru/sostavelinje.html>.
5. Данилов, А.М. Холодильная технология пищевых продуктов. К.: Высшая школа. – 2001.– 637 с.
6. Холодильная техника и технология/Под ред. А. В. Рущкого. Учебник :М.:ИНФРА.М.- 2004.– С. 587.
7. Авторефрижераторы: классификация и описание. – Режим доступа: <http://vsepoedem.com/story/avtorefrizheratory-klassifikaciya-i-opisanie>

**ESTIMATION OF THE EFFICIENCY OF VAPOR COMPRESSION
REFRIGERATING MACHINES WITH QUASI-ISOTHERMAL COMPRESSION OF
NATURAL REFRIGERANTS**

**ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ
МАШИН С КВАЗИИЗОТЕРМИЧЕСКИМ СЖАТИЕМ ПРИРОДНЫХ ХЛАДАГЕНТОВ**

Yusha V.L. Suxov E.V. Busarov S.S.	Юша В.Л. Сухов Е.В. Бусаров С.С.
Omsk State Technical University, 11 Mira Pr., Omsk 64405, Russian Federation	Омский государственный технический университет, Россия, 64405, Омск, Пр. Мира, 11.
E-mail: yusha@omgtu.ru, sukhov@danfoss.com, bssi1980@mail.ru	

Abstract

In the presented paper, the possibility of using low-speed long-stroke piston stages for compressing refrigerant refrigerants in refrigerating machines is considered. The obtained results showed that the realization of the compression process in the lubricating low-speed stage of the piston compressor with intensive external cooling allows to increase the refrigerating coefficient and to reduce the mass-dimension characteristics of the heat-exchange and compressor equipment of the vapor compression refrigerating machines when the compression process approaches the right-hand boundary curve. At the same time, an increase in the degree of pressure increase in a step enhances this effect.

Аннотация

В представленной работе рассмотрена возможность применения тихоходных длинноходных поршневых ступеней для сжатия холодильных хладагентов в холодильных машинах. Полученные результаты показали, что реализация процесса сжатия в бессмазочной тихоходной ступени поршневого компрессора с интенсивным внешним охлаждением позволяет повысить холодильный коэффициент и снизить массогабаритные характеристики теплообменного и компрессорного оборудования парокомпрессионных холодильных машин при приближении процесса сжатия к правой пограничной кривой. При этом увеличение степени повышения давления ступени усиливает данный эффект.

В условиях повышенных требований к энергоэффективности и экологической безопасности парокомпрессионных холодильных машин прослеживается тенденция к применению 3-х из 5-ти «базовых» природных рабочих веществ: аммиак (R717), диоксид углерода (R744) и пропан (R290). Всем известные технологические ограничения, связанные стермодинамическими свойствами 2-х других оставшихся «базовых» природных хладагентов (вода (R718) и воздух (R729)) пока ограничивают их широкое применение в промышленности, несмотря на высокий потенциал их развития в теплоиспользующих и газовых холодильных машинах [6].

Исследования Кошкина Н.Н. и Пекарева В.И. [2] показывают, что при впрыскивании парожидкостного хладагента в рабочую полость, независимо от типа компрессора, процесс сжатия в принципе может протекать по правой пограничной кривой (линия сухого насыщенного пара). В этом случае снижаются необратимые потери процесса сжатия, а эффективность холодильного цикла определяется режимом работы машины и термодинамическими свойствами рабочего тела. Так, например, при температурных режимах температуры кипения

ния $T_0 = -15^\circ\text{C}$ и конденсации $T_K = +15^\circ\text{C}$ в зависимости от хладагента увеличение теоретического холодильного коэффициента ε по сравнению с адиабатным сжатием составляло от 2% до 12,5% [1, 2]. При этом наибольший эффект достигался для R717 – хладагента со сравнительно наибольшим потенциалом скрытой теплоты парообразования.

В последующих работах [3, 4], посвященных исследованию винтового маслозаполненного компрессора с впрыском парожидкостного рабочего вещества в рабочую камеру в диапазоне температур кипения $-30^\circ\text{C} \dots 0^\circ\text{C}$ и конденсации $+25^\circ\text{C} \dots +45^\circ\text{C}$ было подтверждено, что охлаждение рабочего вещества в процессе сжатия ведет к изменению этой работы. В ходе теоретического эксперимента процессов сжатия с впрыском масла и жидкого рабочего тела прирост относительной работы сжатия (до 8%) при впрыске хладагента уменьшался (до 4%) по мере приближения точки впрыска к окну нагнетания (с учетом степени сухости впрыскиваемого хладагента) компрессора; из-за скоротечности процесса сжатия (около 0,01 с) капли впрыскиваемого хладагента не успевают существенно нагреться и испариться, охлаждение газа происходит за счет смешения с паровой фазой впрыскиваемого хладагента после предварительного дросселирования; расчет процесса сжатия в области влажного пара хладагента был затруднен. Отдельно отмечено, что снижение политропы сжатия при интенсифицированном охлаждении процесса имеет перспективы снижения массогабаритных показателей холодильной машины с маслозаполненной рабочей камерой компрессора, в том числе за счет полного отказа от маслоохладителя. При исследовании влияния свойств хладагентов на процесс сжатия с впрыском установлено, что хладагенты с повышенными значениями скрытой теплоты парообразования (например, R717) имеют наименьший прирост работы сжатия компрессора с впрыском парожидкостного рабочего вещества, что объясняется более интенсивным теплоотводом при вскипании впрыскиваемой жидкости с образованием относительно малого количества пара, ухудшающего энергетические характеристики компрессора. Вышесказанное позволяет сделать вывод, что при увеличении времени рабочего цикла представляется возможным раскрыть сравнительно больший потенциал скрытой теплоты парообразования холодильных агентов.

Предварительные аналитические расчёты по упрощённой методике проводились на основе классических уравнений взаимосвязи температуры со степенью сжатия и коэффициентом политропы сжатия компрессора, индикаторной работы политропного идеального компрессора [9,10], теоретического холодильного коэффициента и тепловой нагрузки на конденсатор [6] для следующих исходных данных: типы природных хладагентов – R717, R744, R290; температура кипения T_0 , $^\circ\text{C}$ – +6, -30, -50; полезный перегрев в испарителе ($T_1 - T_0$), $^\circ\text{C}$ – 10; температура конденсации T_K , $^\circ\text{C}$ – +35; переохлаждение в конденсаторе ($T_3 - T_K$), $^\circ\text{C}$ – 2; температура T_3 на выходе из газоохладителя (для R744), $^\circ\text{C}$ – +33; оптимальное давление газоохлаждения P_2 (для R744), МПа [1] – 8, 417; парожидкостной субкритический (R717, R290) и газожидкостной сверхкритический (R744).

В табл. 1 представлены отношения давлений нагнетания и всасывания для указанных выше рабочих тел и режимных параметров.

Был рассмотрен следующий режимы работы поршневой ступени: диаметр цилиндра – 0,02 м; ход поршня – 0,2; время цикла – 0,25. Тип цилиндрико-поршневого уплотнения – манжетное.

Таблица 1 – Степени сжатия природных хладагентов

Рабочее вещество	Температура кипения		
	$T_{01} = +6^\circ\text{C}$	$T_{02} = -30^\circ\text{C}$	$T_{03} = -50^\circ\text{C}$
R717	2,5	11,3	33,1
R290	2,2	7,3	17,3
R744	2,1	5,9	12,4

Расчётная схема объекта исследования представлена на рис.1

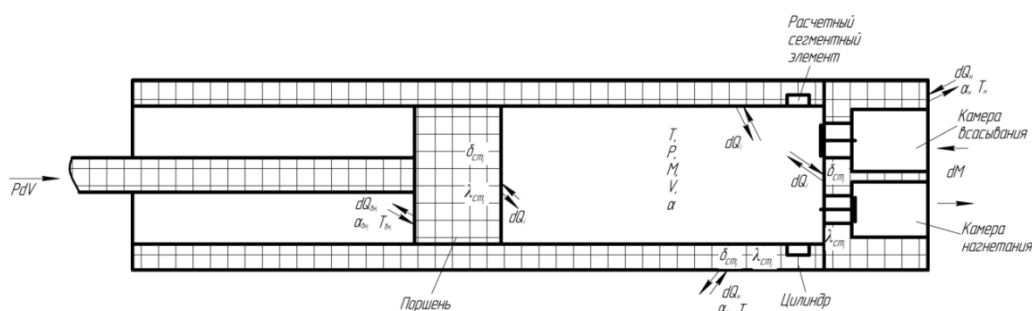


Рисунок 1 – Расчётная схема длинноходовой тихоходной ступени поршневого компрессора

Основные допущения, принятые при выполнении расчётного анализа [7-9]:

1. Газовая среда непрерывна и гомогенна.
2. Моделируемые процессы обратимы, равновесны и квазистатичны.
3. Параметры состояния рабочего газа изменяются одновременно по всему объёму рабочей камеры (ячейки).
4. Изменение потенциальной и кинетической энергии газа пренебрежимо мало.
5. Теплота трения поршневых уплотнений не подводится к газу.
6. Параметры состояния в полостях всасывания и нагнетания постоянны
7. Течение рабочего газа через газораспределительные органы и конструктивные зазоры принимается адиабатным и квазистационарным.
8. Теплообмен между газом и стенками рабочих полостей конвективный и может быть описан формулой Ньютона – Рихмана.
9. Теплообмен на внешних поверхностях стенок деталей, формирующих рабочую камеру, определяется при постоянном по времени коэффициенте теплоотдачи, выбранном для рассматриваемого участка теплообменной поверхности.
10. В стенках рабочей камеры отсутствуют внутренние источники тепла.

Определение нестационарных граничных условий на внутренних поверхностях стенок рабочей камеры ступени производится путем расчета рабочего цикла ступени поршневого компрессора с использованием математической модели рабочих процессов этого цикла, базирующейся на общепринятой системе упрощающих допущений и основных расчётах уравнений, включающих уравнение закона сохранения энергии для тела переменной массы, уравнение массового баланса, уравнение состояния, следствие закона Джоуля для внутренней энергии газа, уравнения расхода газа через клапан и конвективного теплообмена между газом и стенками рабочей камеры. Математические модели компрессорной ступени такого типа классифицируются как модели второго уровня и широко применяются в практике исследования и проектирования компрессоров объёмного принципа действия [3].

Уравнение конвективного теплообмена между рабочим газом и стенками рабочей камеры, используемое применительно к внутренним поверхностям расчётных элементов, формирующих поверхности стенок рабочей камеры, определяет величину нестационарного циклического теплового потока между этими поверхностями и рабочим газом и, следовательно, взаимозависимые процессы теплопроводности через отдельные участки стенок рабочей камеры, параметры состояния рабочего газа и интегральные характеристики рабочего цикла.

Граничные условия на внешней поверхности стенок рабочей камеры носят слабопеременный характер, обусловленный малой амплитудой изменения температуры стенок за время рабочего цикла [13,16] и практически постоянными параметрами охлаждающей среды. Комплексным параметром, характеризующим условия внешнего теплоотвода, является приведенный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{пр}$, а также температура охлаждающей среды.

В отдельных случаях появляется возможность обеспечить квазиизотермическое сжатие при отсутствии дополнительной охлаждающей или смазывающей жидкости в проточной части компрессора. Как показали предварительные теоретические и экспериментальные исследова-

дования, применение в компрессорных агрегатах бессмазочных длинноходовых поршневых ступеней с продолжительным рабочим циклом и интенсивным внешнем охлаждении позволяет обеспечить сверхнизкие температуры нагнетания даже при сравнительно высоких отношениях давления нагнетания к давлению всасывания [5, 7, 8].

Проведём теоретическую оценку холодильных циклов при различных процессах сжатия в компрессоре (рис. 2).

Результаты предварительных расчётов показали, что во всех случаях снижение температуры нагнетания (политропы процесса сжатия) позволяло снизить индикаторную мощность идеального политропного компрессора. При этом эффект снижения температуры нагнетания ярко выражен для хладагентов с высоким показателем адиабаты R717 и R744 – повышение холодильного коэффициента до 8% и 6% для высокотемпературных применений систем кондиционирования ($T_0=+6^\circ\text{C}$) и до 31% и 20% для низкотемпературных морозильных холодильных машин ($T_{03}=-50^\circ\text{C}$), соответственно.

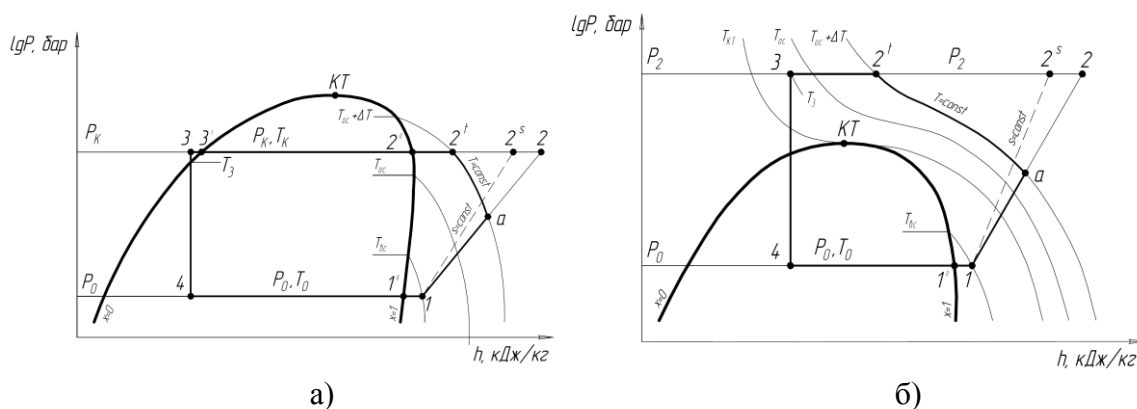


Рисунок 2 – Диаграммы $\lg P-h$ к описанию квазиизотермического сжатия хладагентов: а) – субкритический цикл, б) – сверхкритический цикл R744

Особенно стоит отметить, что определение индикаторной мощности компрессора с процессом сжатия вблизи правой пограничной кривой (линия насыщенного пара) классическим способом по тепловым диаграммам $P-h$ [6] приводило к значительным погрешностям. Этот факт также подтверждается результатами исследования [2].

Благодаря сравнительно большим значениям скрытой теплоты конденсации R290 по отношению к теоретической удельной работе сжатия снижение температуры нагнетания по мере приближения к правой пограничной кривой для R290 приводило к не значительному выигрышу тепловой мощности конденсатора. Снижение же тепловой мощности (теплообменной поверхности) конденсатора / газоохладителя для рабочих веществ R717 и R744 имело у обоих хладагентов примерно одинаковый характер – от 1% до 8,5% для средней и низкой температур кипения. Таким образом, применение R744 и R717 с повышенными значениями показателей адиабаты позволяет повысить холодильный коэффициент и снизить массогабаритные характеристики теплообменного и компрессорного оборудования холодильных машин при приближении политропы сжатия к правой пограничной кривой. При этом увеличение степени сжатия ступени усиливает данный эффект. Отдельно стоит отметить, что возможность повышения холодильного коэффициента за счет снижения политропы сжатия R744 имеет перспективы снижения расчетного давления транскритических холодильных установок, работающих на перспективном для отрасли R744.

Необходимо, однако, подчеркнуть, что отличительные особенности действительного рабочего процесса тихоходного поршневого компрессора могут внести свои поправки в представленные выше выводы и рекомендации [5, 7, 8]. В качестве примера рассмотрим рабочий процесс такого компрессора при сжатии двуокиси углерода (рис. 3). Как видно из представленных диаграмм, изменение температуры газа в рабочей камере характеризуется не только его интенсивным охлаждением во время процесса сжатия, но и существенным охлаж-

дением в процессе нагнетания. К этому добавляется дополнительное снижение температуры газа в процессе обратного расширения. Наряду с более интенсивным массообменом через неплотности рабочей камеры, это вносит значительные отличия в рабочий процесс по сравнению с быстроходными компрессорами.

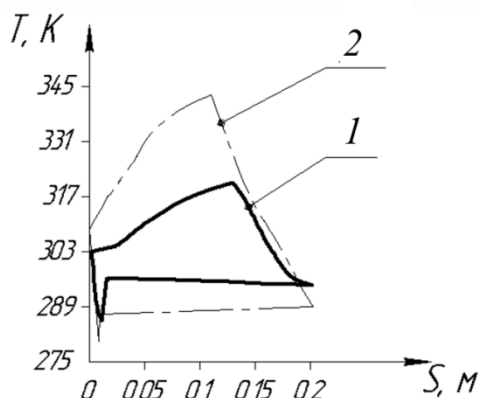


Рисунок 3 – Диаграммы изменения температуры в рабочей камере тихоходного (1) и быстроходного (2) поршневого бессмазочного компрессора при сжатии R744: $T_{вс}=+16^{\circ}\text{C}$; время цикла $\tau=0,25$ с; $\alpha=5000$ Вт/м²·К

Применительно к рассматриваемому случаю становится актуальным определение некоторого «условного (квазиизотермического) показателя политропы сжатия», без которого невозможна разработка корректной инженерной методики расчёта холодильных циклов, подобных описанному выше, и индикаторной мощности компрессора в этом цикле. По-видимому, это одна из ближайших задач при исследовании компрессоров такого типа. Важно подчеркнуть, что при этом одним из важнейших факторов остаётся существенно более низкая, чем в быстроходных компрессорах, величина средней температура нагнетания; это подтверждает возможность отказаться от дополнительного охлаждения сжатого газа после ступени или, по меньшей мере, существенно снизить массу и габаритные размеры конденсатора (газоохладителя R744), т.е. добиться тех же результатов, что и при впрыске жидкости в рабочую камеру [2, 3, 4].

Таким образом, применение природных хладагентов R744 и R717 позволяет повысить холодильный коэффициент и снизить массогабаритные характеристики теплообменного и компрессорного оборудования парокompрессионных холодильных машин при приближении процесса сжатия к правой пограничной кривой. При этом увеличение степени повышения давления ступени усиливает данный эффект. Реализация такого процесса сжатия возможна в бессмазочной тихоходной ступени поршневого компрессора с интенсивным внешним охлаждением.

Список литературы

1. Компания Danfoss [Электронный ресурс]: Режим доступа. Программное обеспечение Coolselector@2 // URL: <http://refrigerationandairconditioning.danfoss.ru/knowledge-center/software/coolselector/#/> (дата обращения: 10.05.2017)
2. Кошкин, Н. Н., Пекарев, В. И. Теоретический анализ эффективности цикла при сжатии пара по пограничной линии // Исследования по термодинамике. – М.: Наука, 1973. – С.187–190.
3. Пекарев, В. И., Матвеев, А. А. Математическая модель винтового маслозаполненного компрессора с впрыскиванием жидкого рабочего вещества // Вестник Международной академии холода. – 2013. – № 3.
4. Пекарев, В. И. Влияние различных факторов на эффективность винтового компрессора при впрыскивании жидкости // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование». – 2014. – № 2.
5. Пластинин, П. И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет. – 3-у изд., доп. – М.: КолосС, 2006. – 456 с.: ил.

6. 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 общ. ред. Л. С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 944 с.: ил.

7. Юша, В. Л. Анализ температурного состояния интенсивно охлаждаемой длинноходовой тихоходной ступени поршневого компрессора / В. Л. Юша, С. С. Бусаров, А. В. Недовенчаный, Б. С. Сажин, А. Ю. Громов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2016. – № 9. – С. 8–11.

8. Yusha, V. L. Analysis of thermal state of intencely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage / V. L. Yusha, S. S. Busarov, A. V. Nedovenchanyi, D. S. Sazhin, A. Yu. Gromov // Chemical and Petroleum Engineering. – Vol. 52. – Nos. 9–10. – January, 2017.

9. Yusha, V. L., Dengin, V. G., Karagusov, V. I., Busarov, S. S. Theoretical analysis of the working process of the superlow rotary low expense piston compressor with the increased piston stroke // 8th International Conference on Compressors and Coolants, Papiernicka, Slovakia. Book of abstracts. – 2013. – P. 22.

10. Yusha, V. L., Busarov, S. S., Goshlya, R. Yu., Nedovenchanyi, A. V., Sazhin, B. S., Chizhikov, M. A., Busarov, I. S. The experimental research of the thermal conditions in slow speed stage of air reciprocating compressor // International Conference on Oil and Gas Engineering, OGE-2016. – P. 297–302.

УДК621.341

IMPROVEMENT OF THE METHOD FOR CALCULATING THE HEAT AND MOISTURE PARAMETERS OF THE STORAGE CHAMBER FOR FRUITS AND VEGETABLES

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА РАСЧЕТА ТЕПЛОВЛАЖНЫХ ПАРАМЕТРОВ КАМЕРЫ ХРАНЕНИЯ ПЛОДООВОЩНОЙ ПРОДУКЦИИ

<p>Shyngysov A.U.¹, Doctor of Technical sciences, professor Khoshimova D.², master Dzhamalov A.D.³, master Omar M.A.⁴, master</p>	<p>ШЫНГЫСОВА А.У.¹, д.т.н, профессор ХОШИМОВА Д.², магистр ДЖАМАЛОВА А.Д.³, магистр ОМАР М.А.⁴, магистр</p>
<p>M. Auezov SKSU, Kazakhstan, 160012, Shymkent, Taukekhan 5</p>	<p>ЮКГУ им.М.Ауэзова, Казахстан, 160012, Шымкент, пр. Тауке Хана 5</p>
<p>E-mail: azret_utebai@mail.ru</p>	

Annotation

Considering the regularity of surface evaporation from the point of view of thermodynamics taking into account the change in the state of water in the surface layer of the product, an equation is derived for describing the process of moisture transfer from the product surface, using as a driving force the difference in the thermodynamic index of water activity and relative air humidity. In the storage chambers of fruit and vegetable products, the temperature and humidity parameters should be regulated for the first time 2-4 days from the moment of their storage

Аннотация

Рассматривая закономерность поверхностного испарения с точки зрения термодинамики с учетом изменения состояния воды в поверхностном слое продукта, получено уравнение для описания процесса переноса влаги с поверхности продуктов, использующее в качестве движущей силы разность термодинамического показателя активности воды и относительной влажности воздуха. В камерах хранения плодоовощной продукции температурно-влажностные параметры необходимо регулировать впервые 2-4 суток с момента ее закладки на хранение.

В последние годы в результате поддержки правительством Республики Казахстан малого и среднего бизнеса в аграрном секторе сельского хозяйства каждым годом увеличивается численность крестьянских хозяйств, имеющих в своем распоряжении холодильные камеры, предназначенные для хранения плодоовощной продукции.

Известно, что хранение плодоовощной продукции в холодильниках позволяет круглогодично обеспечивать население свежими высококачественными и недорогими отечественными плодоовощными продуктами, а также перерабатывающие предприятия сырьем в широком ассортименте, и они служат для создания текущих, сезонных и стратегических запасов.

Однако, при хранении плодоовощной продукции происходят потери. Как показывает статистика за период сбора, хранения и транспортировки потери плодоовощной продукции могут достигать до 50-60% [1]. По данным Международного института холода, ежегодно теряется от 20 до 30% всех производимых в мире продуктов питания, что составляет почти миллиард тонн [2].

Поэтому снижение потерь при хранении плодоовощной продукции является одной из важнейших задач по обеспечению населения продуктами питания. В этой связи возникает необходимость в совершенствовании технологии хранения плодоовощной продукции, которые позволяют максимально сократить потери при ее хранении.

Известно, что основными параметрами, оказывающими наибольшее влияние на потери в результате усушки, в период хранения плодоовощной продукции является температура и относительная влажность воздуха в камере хранения.

В настоящее время для регулирования температуры и относительной влажности воздуха в камерах хранения плодоовощной продукции в холодильниках используются современные электронные технические средства [3].

Однако, несмотря на то, что в камерах хранения плодоовощной продукции поддерживаются оптимальные температурно-влажностные параметры, происходит испарение влаги с поверхности продуктов, т.е. происходит усушка, приводящая к ухудшению исходного качества продуктов. Поэтому в настоящее время для снижения усушки плодоовощной продукции применяются специальные меры, например, использование защитных пленок и покрытий, установка специальных экранов и др. [4,5].

По нашему мнению, для определения пути снижения усушки плодоовощной продукции в процессе ее хранения необходимо проанализировать процесс усушки с точки зрения термодинамики.

Авторами в работе [6] рассматривается закономерность поверхностного испарения с точки зрения термодинамики с учетом изменения состояния воды в поверхностном слое продукта, получено уравнение для описания процесса переноса влаги с поверхности продуктов, использующее в качестве движущей силы разность термодинамического показателя активности воды и относительной влажности воздуха, имеющее вид:

$$\Delta G = 0,622 \frac{\alpha}{\mu \cdot C_p} \cdot \frac{P_g''}{B} (a_w - \varphi)$$

Анализ представленного выражения показывает, что движущая сила процесса $(a_w - \varphi)$ положительна в случае, когда $a_w > \varphi$, что указывает на миграцию влаги из продуктов в окружающую среду. При условии, когда $a_w = \varphi$, правая часть уравнения равна нулю, что свидетельствует о прекращении явления переноса влаги из материала в окружающую среду и установлении термодинамического равновесия. В случае, когда $a_w < \varphi$, выражение принимает

отрицательное значение, что по физическому смыслу означает, что генерация влаги протекает в обратном направлении.

Таким образом, из представленного уравнения можно сделать вывод о том, что для снижения усушки, т.е. для снижения испарения влаги с поверхности плодоовощной продукции при ее хранении необходимо стремиться к равенству активности воды в продукте и относительной влажности воздуха в камере хранения.

Такой подход к проблеме снижения усушки является новым при хранении плодоовощной продукции, и требуется практическая апробация данной представленной формулы. Поэтому на первом этапе исследования авторами данной работы были изучены закономерности изменения активности воды при хранении плодоовощной продукции.

Объектом исследования явились картофель, свекла, лук, капуста, морковь и яблоки, виноград, приобретенные в крестьянских хозяйствах ТОО «Амангельды» и ТОО «Фрут холдинг», находящихся в Южно-Казахстанской области.

Активность воды определяли с помощью прибора, созданного проф. А.Ю.Камербаевым на базе микроконтроллерной платформы Arduino Uno, имеющего четыре датчика температуры DS18B20 фирмы Dallas Semiconductor, три из которых используются для определения температуры продукта, а четвертый применяется для определения температуры мокрого термометра.

Методика исследования активности воды в плодах овощей и относительной влажности воздуха.

Методика проведения эксперимента сводилась к следующему. Три датчика располагают под углом 120° относительно друг друга, по периметру исследуемого продукта, на глубине 100 мм, а четвертый датчик обматывают тонким слоем мокрой ваты, который работает в качестве мокрого термометра. Затем включают прибор. При выравнивании показания датчика температуры продукта и температуры мокрого термометра включают дополнительную кнопку и записываются показания активности воды на жидкокристаллическом индикаторе.

В холодильной камере также были измерены температура продукта, температура сухого и мокрого воздуха термометров. Показания сухого и мокрого термометров были использованы для того, чтобы определить относительную влажность воздуха в холодильной камере (рис. 1).

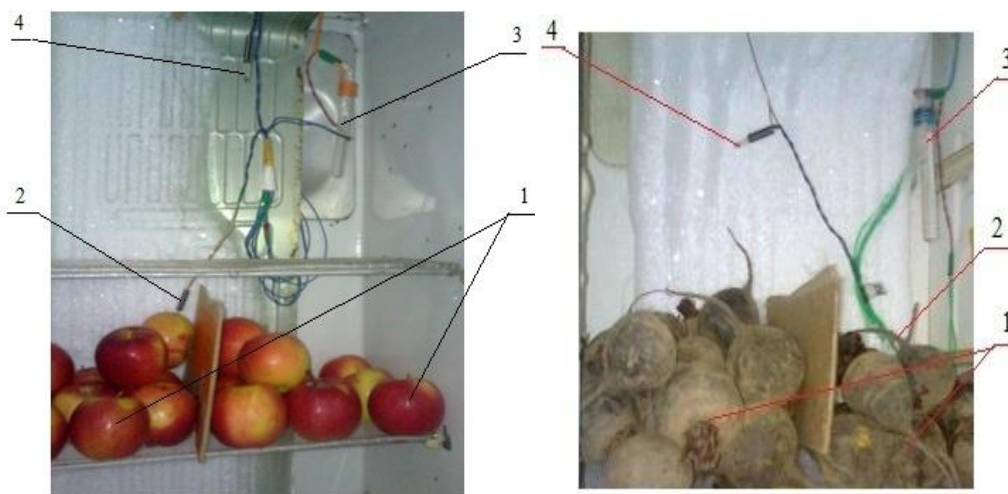


Рисунок 1 – Экспериментальный стенд для хранения плодов и овощей: 1 – продукт; 2 – датчик для измерения температуры продукта; 3 – датчик для измерения температуры влажного воздуха; 4 – датчик для измерения температуры сухого воздуха

Результаты исследования активности воды плодоовощных продуктов приведены на рис. 2

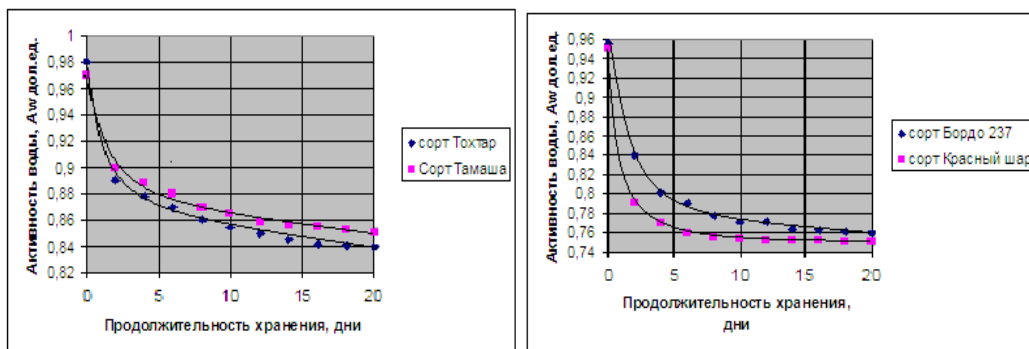


Рисунок 2– Зависимость активности воды для картофеля и свеклы от продолжительности хранения

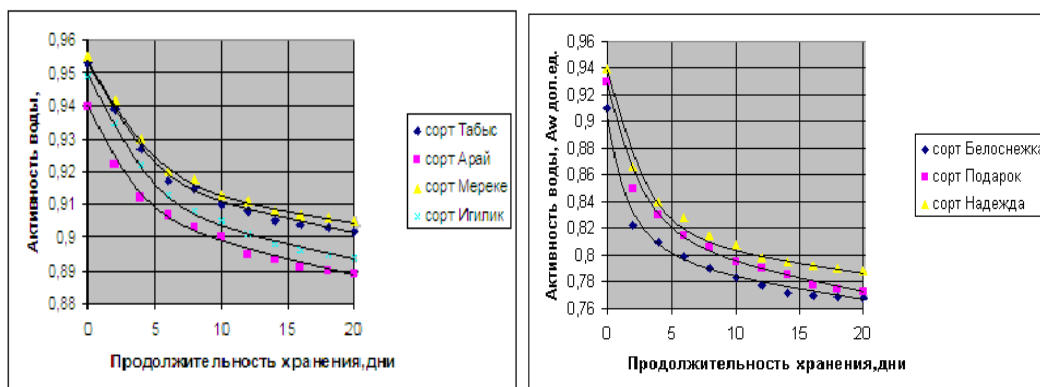


Рисунок 3– Зависимость активности воды для лука и капусты от продолжительности хранения

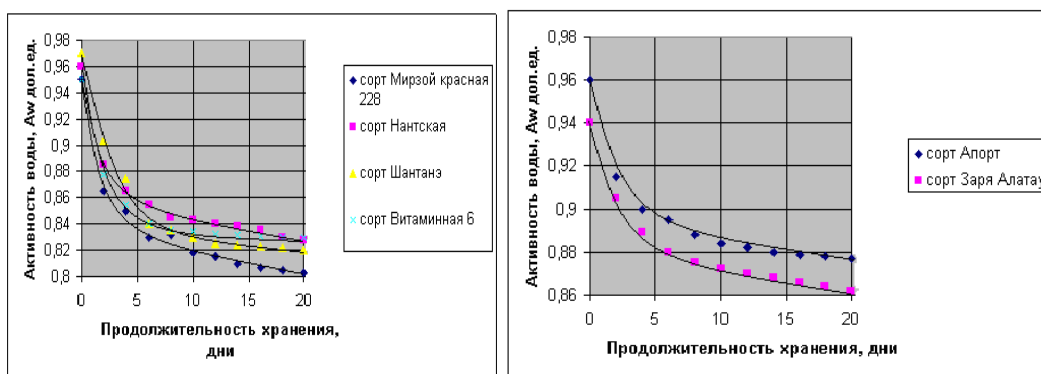


Рисунок 4– Зависимость активности воды для моркови и яблок от продолжительности хранения

Из представленных рисунков не трудно заметить следующую закономерность. С момента заложения, и в течение 2-4 дней хранения активность воды в плодоовощных продуктах резко снижается, а затем в последующие дни хранения этот показатель имеет монотонно убывающий характер. Резкое снижение активности воды впервые 2-4 суток хранения объясняется тем, что впервые дни хранения температура плодоовощных продуктов постепенно снижается, а в дальнейших периодах хранения температура приближается к температуре воздуха камеры хранения.

Исходя из вышеизложенного, с точки зрения снижения усушки, можно сделать вывод о том, что после сбора и сортировки перед хранением плодоовощные продукты необходимо подвергать охлаждению до температуры хранения, а также регулировать относительную влажность воздуха камеры хранения близко к показателю активности воды плодоовощной продукции.

Таким образом, на основании экспериментальных исследований можно сделать вывод о том, что температурно-влажностные параметры камер хранения плодоовощной продукции необходимо регулировать в первые 2-4 суток хранения с момента ее закладки.

Список литературы

1. Мырзахметов, А. И. Отчет Министра сельского хозяйства Республики Казахстан перед населением по итогам 2016 года.
2. Выставка Криоген-Экспо. Москва, 2016. Электронный ресурс. Режим доступа. http://www.cryogen-expo.ru/exp2008/cr08_mih.shtml
3. Поморцева, Т.И. Технология хранения и переработки плодоовощной продукции / Т.И. Поморцева, М.: ИЦ Академия, 2001. – С. 325.
4. Гудковский, В. А. Прогрессивные методы хранения плодов, овощей и зерна. // Материалы международной научно-практической конференции, г. Воронеж, 2004. 27-28 апреля.
5. Современные технологии хранения и переработки плодо- овощной продукции: науч. аналит. обзор. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2009. – С. 172.
6. Шингисов А. У. и др. К расчету активности воды при отрицательных температурах/ Вестник сельскохозяйственной науки Казахстана. – Алматы, 2003. – № 6. – С. 54–55.

УДК 637.5.037

ABOUT EXPERIENCE OF STORAGE OF AGRICULTURAL PRODUCTS IN VEGETABLE STOREHOUSE OF BIRLIK-4 LLP

ОБ ОПЫТЕ ХРАНЕНИЯ СЕЛЬХОЗПРОДУКЦИИ В ОВОЩЕХРАНИЛИЩЕ ТОО БИРЛИК-4

«БІРЛІК-4» ЖШС КӨКӨНІС САҚТАУ ҚОЙМАСЫНДА АУЫЛШАРУАШЫЛЫҚ ӨНІМДЕРІН САҚТАУ ТӘЖІРИБЕСІ ТУРАЛЫ

<p>Khanzharov N.S.¹, Cand. of Engineering, associated professor Igambekov D.U.², director Abdizhapparova B.T.¹, Cand. of Engineering Turdikulov M.S.¹, master student</p>	<p>Ханжаров Н.С.¹, к.т.н., доцент Игамбеков Д.У.², директор Абдижаппарова Б.Т.¹, к.т.н. Турдикулов М.С.¹, магистрант</p>
<p>1 – M.Auezov South Kazakhstan State University, Republic Kazakhstan, 160012, Shymkent city, Tauke-khan avenue, 5 2 – «Birlik-4» LLP, Republic Kazakhstan, 160000, Shymkent city, Sairam v., without number</p>	<p>1 – Южно-Казахстанский государственный университет им.М.Ауэзова, Республика Казахстан, 160012, г.Шымкент, пр.Тауке-хана, 5 2 – ТОО «Бирлик-4», Республика Казахстан, 160000, г.Шымкент, с.Сайрам, б/н</p>
<p>E-mail: 1 – khanzharov_n@mail.ru</p>	

Abstract

The article examines the dynamics of the gross harvest of the most important vegetable crops: potatoes, onions and carrots, observed in recent years in the South Kazakhstan region of the Republic of Kazakhstan. The issues of heat and humidity regimes for low-temperature processing and storage of

these vegetables in refrigerated warehouses have been solved, which ensure the high-quality preservation of the investigated products for a long time. The results of the experiment of low-temperature processing and storage of potatoes, onions and carrots in the vegetable storehouse of Birlik-4 LLP are presented.

Аннотация

В статье рассматривается наблюдаемая в последние годы в Южно-Казахстанской области Республики Казахстан динамика валового сбора важнейших овощных культур: картофеля, лука и моркови. Решены вопросы тепло-влажностных режимов низкотемпературной обработки и хранения этих овощей в холодильных складах, которые обеспечивают качественную сохранность исследуемых продуктов продолжительное время. Приводятся результаты опыта низкотемпературной обработки и хранения картофеля, лука и моркови в овощехранилище ТОО Бирлик-4.

В последние годы динамика развития сельскохозяйственного производства и торговли сельхозпродукцией показывает, что важнейшими овощными культурами, пользующимися высоким спросом у населения, остаются картофель, лук и морковь. Поэтому актуальным является создание условий для круглогодичного обеспечения населения этими овощами. Эту проблему наиболее перспективно решать путем возведения специализированных овощехранилищ. Тем более что статистика валового сбора овощей в Южно-Казахстанской области РК, приведенная в таблице 1, показывает ее положительную динамику, составляя почти четвертую часть от валового сбора овощей по республике [1].

Таблица 1 – Валовой сбор овощей по регионам РК, тысяч тонн [1]

Валовой сбор овощей открытого и закрытого грунта							
Регион / годы	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016
Республика Казахстан	2576,9	2877,7	3061,5	3241,5	3469,9	3564,9	3795,2
Акмолинская область	52,8	56,4	55,4	58,8	63,9	62,4	69,4
Актюбинская область	80,0	77,6	69,9	62,8	63,3	63,4	67,5
Алматинская область	656,7	708,2	842,7	895,6	932,4	947,9	944,2
Атырауская область	44,6	47,1	51,4	51,6	61,8	71,1	71,7
Западно-Казахстанская область	39,9	50,3	54,4	56,8	57,4	61,3	63,7
Жамбылская область	396,0	450,1	443,4	496,7	616,3	645,3	718,8
Карагандинская область	72,0	83,1	94,2	90,8	90,7	96,0	98,4
Костанайская область	59,4	68,8	60,8	73,6	71,1	72,8	76,9
Кызылординская область	99,1	99,7	105,7	108,0	70,2	72,9	80,4
Мангистауская область	4,4	9,8	5,8	4,1	5,1	5,7	5,1
Южно-Казахстанская область	642,8	733,3	749,7	756,2	812,9	854,1	944,2
Павлодарская область	92,7	106,7	130,5	161,3	183,7	175,8	208,8
Северо-Казахстанская область	130,6	176,5	170,0	190,3	191,9	197,6	203,1
Восточно-Казахстанская область	198,6	202,8	219,8	228,2	242,8	232,1	236,1
г. Астана	3,4	3,1	3,5	2,8	2,5	2,5	1,1
г. Алматы	3,9	4,2	4,3	3,9	3,9	4,0	5,8

Аналогичная картина наблюдается и по сбору отдельных видов продуктов. Например, статистика валового сбора картофеля в Южно-Казахстанской области РК, приведенная в таблице 2, также показывает на ее положительную динамику за последние шесть лет [1].

Таблица 2 – Статистика динамики валового сбора картофеля в ЮКО РК [1]

Регион / годы	2011	2012	2013	2014	2015	2016
Республика Казахстан	3 076,1	3 126,4	3 343,6	3410,5	3 521,0	3 545,7
Южно-Казахстанская	211,9	241,9	238,4	249,4	254,9	267,7

На производственной базе ТОО «Бирлик-4» были проведены эксперименты по низкотемпературной обработке и хранению таких овощей как картофель, лук и морковь. В процессе экспериментов были решены вопросы обеспечения оптимальных тепло-влажностных режимов низкотемпературной обработки и хранения этих овощей, которые обеспечивают качество сохранности исследуемых продуктов достаточно продолжительное время (таблица 3).

Таблица 3 – Тепло-влажностные режимы низкотемпературной обработки и хранения овощей, установленные в охлаждаемых помещениях овощехранилища ТОО «Бирлик-4»

Наименование продукта	Температура воздуха, °С	Относительная влажность воздуха, %	Период хранения в холодильнике
Картофель	2-4	90-95	5 месяцев
Лук	0-2	95-100	5 месяцев
Морковь	0-1	95-100	5 месяцев

При этом для хранения картофеля и моркови в овощехранилище был выбран контейнерный способ хранения, который обеспечивает наилучшие условия его хранения. Для хранения лука был выбран способ хранения овощей в мешках, который обеспечивает достаточно большую лежкость этих продуктов при большей вместимости камер овощехранилища.

Перед проведением испытаний для всех охлаждаемых помещений холодильника овощехранилища был проведен теплотехнический расчет, определены тепловые нагрузки на холодильное оборудование и ходильный компрессор, подобрано и смонтировано холодильное оборудование. При этом расчет производился при загрузке охлаждаемых помещений картофелем, как продуктом, имеющим максимальные тепловыделения при термообработке. Теплотехнический расчет производился для условий суточной загрузки продукта 6, 8, 10 и 20% от общей емкости охлаждаемых помещений овощехранилища. Методика определения нагрузки для подбора компрессора достаточно широко распространена в литературе, например [2-8]. При этом расчет теплообменных аппаратов производился по программам расчета и подбора теплообменных аппаратов GUNTNER[9]. Для подбора компрессоров использовалась программа расчета циклов и подбора компрессоров BITZER[8].

Суммарные теплопритоки в охлаждаемые помещения овощехранилища ТОО «Бирлик - 4» при контейнерном хранении картофеля приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Суммарные теплопритоки в охлаждаемые помещения овощехранилища

Процент поступления груза	Процент поступления груза, тонн	Q ₁	Q ₂	Q ₃	Q ₄	Q ₅	Итого
6%	27	5,074	40,25	4,617	14,43	11,25	75,62
8%	36	5,074	53,66	4,617	14,43	11,25	89,04
10%	45	5,074	67,08	4,617	14,43	11,25	102,46
20%	90	5,074	134,16	4,617	14,43	11,25	169,54

По результатам проведенных расчетов и опытных данных по поставке и загрузке камер овощехранилища овощами установлено, что оптимальной нормой суточной загрузки является 10% (суточная загрузка в камеру, например, картофеля составляет 45 тонны при общей

емкости камеры 450 тонн). Суточная загрузка овощей 10% от общей емкости камеры позволяла оптимизировать сроки поставки овощей на предприятие и время их загрузки в овощехранилище при вполне приемлемой тепловой нагрузке на холодильное оборудование без резкого увеличения нагрузки на холодильное оборудование, как это происходило бы, например, при 20% загрузке. Также это уменьшило число резких колебаний температур уже охлажденной продукции при поступлении нового неохлажденного груза, как это происходило бы при 6 или 8% загрузке продуктом охлаждаемых помещений.

Размещение картофеля в контейнерах и воздухоохладителей в охлаждаемом помещении показано на рисунке 1.



Рисунок 1– Размещение картофеля в контейнерах и воздухоохладителей в охлаждаемом помещении овощехранилища ТОО «Бирлик - 4»

Размещение лука в мешках и воздухоохладителей в охлаждаемом помещении показано на рисунке 2.

Размещение моркови в контейнерах и воздухоохладителей в охлаждаемом помещении показано на рисунке 3.



а)



б)

Рисунок 2– Размещение лука в мешках и воздухоохладителей в охлаждаемом помещении овощехранилища ТОО «Бирлик-4»: а) – вид сбоку, б) – вид сверху

Для проведения экспериментов были выбраны наиболее распространенные в отношении промышленного выращивания сорта овощей в южных регионах РК: картофель – сорт «Гала», лук – сорт «Манас-F1» и морковь – сорт «Шатане». При проведении экспериментов в охлаждаемых помещениях поддерживались параметры воздуха в соответствии с данными таблицы 3.

Органолептический анализ качества сохранности испытуемых продуктов при выбранных способах хранения и выбранных тепловлажностных параметрах в охлаждаемых помещениях холодильника овощехранилища ТОО «Бирлик-4» показал следующие результаты после хранения овощей около пяти месяцев.

При навалном хранении картофель теряет свой товарный вид, на некоторых овощах появляется плесень и, даже, хоть и редко, может появиться гниль - рисунок 4а.

Хранение картофеля в контейнерах позволяет снизить потери в весе продукта и он имеет хороший товарный вид. Предотвращается возникновение болезней у клубней. Продукт сохраняет свои полезные качества, влагу и массу - рисунок 4б.



Рисунок 3–Размещение моркови в контейнерах и воздухоохладителей в охлаждаемом помещении овощехранилища ТОО «Бирлик-4»



а)



б)

Рисунок 4– Картофель после хранения навалым и контейнерным способами

Навалый способ хранения моркови позволяет неплохо сохранить продукт. Но этот способ хранения требует увлажнения в большом количестве. Если режим температуры и влаги соответствует установленным, то продукт можно хранить длительное время - рисунок 5а.



а)



б)

Рисунок 5 – Морковь после хранения навалым и контейнерным способами

Контейнерное хранение сохраняет хороший вид продукта - рисунок 5б. Продукт выглядит качественным и сохраняет свежесть, влагу и весь товар.



а)



б)

Рисунок 6 – Лук после хранения в мешках

Лук хорошо хранится в открытых мешках (рисунок 6а). Продукт после хранения в мешках не повреждается. Через пять месяцев продукт выглядит свежим, ярким и чистым (Рисунок 6б).

Список литературы

1. Комитет по Статистике [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://stat.gov.kz/faces/uko/reg_main.jsessionid/.
2. Ханжаров, Н. С., Абдижаппарова, Б. Т., Габрильянц Э. А. Процессы, оборудование и сооружения для низкотемпературной обработки пищевых продуктов/ Учебник. – Шымкент: Южно–Казахстанский государственный университет имени М. Ауэзова, 2015. – 284 с.
3. Полевой, А. А. Холодильные установки. – СПб.: ИД «Профессия», 2011. – 472 с.
4. Бараненко, А. В., Калюнов, В. С., Румянцев, Ю. Д. Практикум по холодильным установкам. – СПб.: ИД «Профессия», 2012. – 304 с.
5. Румянцев, Ю. Д., Калюнов, В. С. Холодильная техника. – СПб, ИД «Профессия», 2003. – 360 с.
6. Курьлев, Е. С., Оносовский, В. В., Румянцев Ю. Д. Холодильные установки. – СПб.: Политехника, 2004. – 576 с.
7. Википедия [Электронный ресурс]: свободная энциклопедия. – Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/>.

8. Программа расчета циклов и подбора компрессоров BITZER [Электронный ресурс]. / BITZERKühlmaschinenbauGmbH. – Электрон. дан. и прогр. – Режим доступа: <http://www.bitzer.de/websoftware/>.

9. Программа расчета и подбора теплообменных аппаратов GUNTNER [Электронный ресурс]. / GUNTNERGmb. – Электрон.дан. и прогр. – Режим доступа: <http://www.guentner-download.de/UpdateVorlagen/PC.usc>.

10. Статистика сельского, лесного, охотничьего и рыбного хозяйства [Электронный ресурс]. / Комитет по Статистике Министерства Национальной Экономики Республики Казахстан. – Режим доступа: <http://stat.gov.kz/faces/publicationsPage/publicationsOper/homeNumbersAgriculture>.

11. Ханжаров, Н. С. Низкотемпературная обработка сельскохозяйственного сырья / Учебник. – Шымкент: Южно–Казахстанский государственный университет имени М. Ауэзова, 2016. – 306 с.

УДК 536.248.2:532.529.5

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ ЭКОЛОГИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТРАДИЦИОННЫХ И АЛЬТЕРНАТИВНЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

COMPARATIVE ECOLOGICAL ANALYSIS OF TRADITIONAL AND ALTERNATIVE AIR CONDITIONING SYSTEMS

<p>Doroshenko A.V., Doctor of Technical Sciences, professor Antonova A.R., Candidate of Technical Sciences, associate professor Lyudnitskiy K.V., Garkh Saed, graduate student</p>	<p>Дорошенко А.В., д.т.н., профессор Антонова А.Р., к.т.н., доцент Людницкий К.В. Гарх Саед, аспирант</p>
<p>Institute of Refrigeration, Cryotechnology and Ecoenergy, Odessa National Academy of Food Technologies, 65039, Odessa, ul. Kanatnaya 112</p>	<p>Институт холода, криотехнологий и экоэнергетики, Одесская национальная академия пищевых технологий, 65039, г. Одесса, ул. Канатная 112</p>

Аннотация

В статье представлены разработанные схемные решения для альтернативных систем кондиционирования воздуха ССКВ, основанных на использовании теплоиспользующего абсорбционного цикла и солнечной энергии для регенерации (восстановления) раствора абсорбента. Тепло-массообменная аппаратура пленочного типа, входящая в состав осушительного и охладительного контуров, унифицирована и выполнена на основе моноблоковых композиций из полимерных материалов. Выполнен сравнительный эко-энергетический анализ систем традиционного пароконденсационного типа и альтернативных солнечных систем ССКВ

Abstract

The developed schematics for the solar air conditioning systems, based on the use of absorbing cycle and solar energy for the regeneration (recovery) of absorbent solution, are presented in the article. Heat-mass-transfer apparatus of film-type, entering in the complement of contours compatible and executed on the basis of compositions from polymeric materials. In theory the features of film-type flows are considered in the heat-mass-transfer apparatus of the basic planetary systems. The comparative eco-energy analysis of of the systems of traditional compression type and alternative solar systems is executed.

Работа посвящена анализу полного жизненного цикла двух сравниваемых систем предназначенных для кондиционирования воздуха: традиционной, основанной на парокомпрессионном цикле, и альтернативной солнечной абсорбционной системе ССКВ.

I. Концепция «Полный жизненный цикл, ПЖЦ» (Life Cycle Assessment, LCA), как метод анализа новых решений и выбора перспективных направлений развития альтернативных систем

В отличие от традиционно используемого технико-экономического анализа для выбора альтернативной системы, в работе выполнена оценка экологических индикаторов на основе методологии «оценки полного жизненного цикла» системы. Обычно, при сравнении альтернативных вариантов, традиционно использовался технико-экономический анализ, в котором рассматривались лишь стадии изготовления и эксплуатации оборудования. Последние годы наметилась тенденция проводить анализ оборудования за его полный жизненный цикл (т.е. с учетом стадии утилизации). Но и у такого технико-экономического анализа (учитывающего все стадии) есть свои недостатки. Прежде всего, он учитывает только денежные затраты за полный жизненный цикл оборудования или систем. В настоящее время очень остро стоят экологические проблемы. Поэтому предпринимаются попытки разработки комплексных экологических методов анализа оборудования. Но экологический анализ нельзя проводить в отрыве от технико-экономического. Важно проводить одновременно технико-экономический и экологический анализ альтернативных систем, поскольку их внедрение в промышленность часто обосновываются соображениями энергосбережения при эксплуатации, не оговаривая при этом значительные затраты на их создание. Большие затраты на создание, сложные технологии производства оборудования, а также последующие затраты на его утилизацию влекут за собой большую нагрузку на окружающую среду, что простой технико-экономический анализ не может учесть. Наиболее сложным моментом при проведении экологического анализа является правильный выбор экологических критериев. Методология LCA по определению SETAC [5] – это: оценка экологического воздействия продукции (процесса), путем установления и количественного определения всех используемых за полный жизненный цикл продукции (процесса) энергии и материалов, и соответствующих вредных выбросов в окружающую среду; оценка возможности снижения экологического воздействия анализируемой продукции (процесса). Общая схема движения материальных и энергетических потоков при производстве альтернативных систем и их основных элементов, и соответствующая блок-схема потоков энергоресурсов, материальных ресурсов и эмиссии вредных веществ анализируемых систем приведены на рис. 1 и 2 для солнечных абсорбционных систем.

Методику расчета экологических индикаторов за полный жизненный цикл системы применяют для сравнения различных альтернативных систем (продуктов, технологий и т.п.) с целью выбора системы, оказывающей наименьшее влияние на окружающую среду. Рассчитанные в рамках методологии LCA критерии можно использовать также для выявления потенциальных возможностей снижения антропогенной нагрузки рассматриваемого оборудования. Выполнение оценки с помощью метода ПЖЦ (LCA) позволяет проанализировать антропогенное воздействие на стадиях производства, использования и утилизации рассматриваемого объекта, то есть в пределах полного жизненного цикла существования продукта. В самом общем случае, при анализе учитываются: расход энергии и выделения вредных веществ при производстве конструкционных материалов для рассматриваемого объекта; потребление энергии и других расходных материалов (например, хладагента) при эксплуатации объекта; дополнительные затраты энергии при утилизации объекта (либо получение энергии при рециркуляции материалов утилизируемого объекта) и все сопутствующие выбросы вредных веществ.

Для оценки перспективности применения того или иного объекта (солнечных систем ССКВ и их отдельных элементов) были выбраны эколого-энергетические критерии, которые, при нынешнем состоянии промышленности, определяют направления ее дальнейшего развития: влияние полного жизненного цикла сравниваемых систем на глобальное изменение климата (соответствует полной эмиссии парниковых газов); истощение природных ресурсов при создании, эксплуатации и утилизации систем (соответствует полному потреблению орга-

нического топлива и минеральных ресурсов за полный жизненный цикл системы); ущерб, наносимый окружающей природной среде, т.е. соответствующие данному ущербу эко-индикаторы (отдельно может учитываться ущерб человеческому здоровью, экосистеме и истощение природных ресурсов). Расчет всех выбранных критериев основан на методологии ECO-INDICATOR 99. Этот метод был разработан по Dutch NOH программе совместного проекта с Philips Consumer Electronics, NedCar (Volvo/Mitshubishi), Océ Copiers, Schuurink, CML Leiden, TU-Delft, IVAM-ER and CE Delft) [3, 5]. В соответствии с широко распространенной в настоящее время методикой оценки полного эквивалента глобального потепления, влияние на изменение климата принято выражать через кг CO₂. При расчетах влияния на изменение климата, учитываются все выбросы CO₂: имевшие место при производстве энергии и материалов, а также при эксплуатации оборудования и его утилизации. Кроме того, учитываются выбросы всех других парниковых газов на всех стадиях полного жизненного цикла.

Вклад парниковых газов в изменение климата также вычисляется в кг CO₂ (пересчитывается с помощью специальной величины GWP парникового газа, кг/кг CO₂). Вклад в истощение ресурсов выражается в мДж (показывает дополнительные затраты энергии, необходимые в будущем для извлечения руды и топлива более низкого качества). Эта величина прямо пропорциональна количеству потребленных энергоресурсов на создание, эксплуатацию и утилизацию рассматриваемого объекта.

Три основные категории ущерба: – влияния на здоровье человека, качество экосистемы и истощение ресурсов, оцениваются в эко-единицах. Шкала, в которой сравнивается относительное воздействие на окружающую среду, выбрана таким образом, чтобы *1 Pt* (эко-единица) представляла одну тысячную часть ежегодной нагрузки на окружающую среду, проистекающая от одного среднестатистического жителя Европы. Здесь так же следует отметить те вредные воздействия, которые отвечают за перечисленные выше три категории ущерба.

При оценке влияния на здоровье человека (т.е. на число и продолжительность болезней и на длительность жизни) определяется влияние системы на: изменение климата; разрушение озонового слоя; выбросы канцерогенов; радиоактивное излучение; вредные выбросы в атмосферный воздух. После учета весовых коэффициентов и суммирования всех вредных воздействий получается экоиндикатор, имеющий размерность Pt (эко-единица), который можно использовать для сравнения альтернативных объектов.

При оценке влияния на качество экосистемы (т.е. на биоразнообразие) определяют: выбросы экотоксинов; вклад в образование кислотных дождей; эвтрофикация водоемов; разрушение почвы.

При оценке влияния на истощение природных ресурсов определяется истощение минеральных и топливных ресурсов (а истощение, например, сельскохозяйственных угодий, учитываются при оценке качества экосистемы). В настоящее время разработана обширная база данных для определения качества и количества различных вредных воздействий и выбросов при производстве определенных материалов, необходимая для выполнения расчетной программы LCA.

Следует отметить, что первым и обязательным шагом при выполнении такого анализа является определение всех использованных ресурсов на всех стадиях жизненного цикла рассматриваемой системы. Это является стандартной процедурой в анализе LCA. При оценке эко-индикаторов (эко-индикаторов-99) после выполнения первой стадии осуществляется последовательно следующие два шага: расчет вредного влияния всех этих потоков на здоровье человека, качество экосистемы и ресурсы; определение веса каждой этой категории вреда.

Следует отметить, что наиболее критическим и спорным моментом является именно определение веса каждой категории. Ведь некоторые из них имеют разные размерности (влияние на изменения климата – кг CO₂, на разрушение озонового слоя – кг R11, влияние на образование кислотных дождей – кг SO₂). Оценить какой из этих факторов является более важным, сложно, а рассматривать каждый из них в отдельности невозможно для получения однозначного результата анализа. В нашей работе этот этап анализа выполнялся с использованием базы данных программы “SIMAPRO-6”. Сравнительный экологический анализ солнеч-

ных систем был выполнен на примере «полного жизненного цикла» СКВ традиционного и нового типа. Метод LCA используется в качестве инструмента для выбора оптимального направления разработок и может использоваться для определения времени возврата энергии, затраченной на производство и установку солнечных систем и их отдельных элементов. В модели LCA была рассчитана полная используемая энергия и выбросы, связанные с производством, перевозкой и получением 1 кг материала, использованного при изготовлении каждого ТМА холодильной системы как традиционного, так и нового типа. Все стадии цикла жизни были включены в модель и оценены. Стадия уничтожения материалов также включает потребление энергии. Для большинства материалов эта энергия и выбросы увеличиваются во время разборки изделия и перевозки материалов и при переработке или уничтожении, однако, большая часть материалов может быть переработана. В модели LCA было сделано допущение о том, что 50% алюминия впоследствии перерабатываются, а 50% пластика сжигается для производства электроэнергии.

II. Сравнительный экологический анализ традиционных парокомпрессионных систем кондиционирования воздуха СКВ и альтернативных ССКВ на основе осушительно-испарительного цикла. В работе последовательно выполнялась оценка перечисленных выше критериев для трех основных стадий жизненного цикла сравниваемых СКВ: стадии производства, эксплуатации и утилизации. Выполнение анализа с помощью метода «полного жизненного цикла» ПЖЦ (LCA) позволяет проанализировать все стадии двух сравниваемых установок, традиционного типа – парокомпрессионной СКВ, и альтернативной ССКВ, учитывая производство материалов системы, хладагента, а также упрощенные производственные процессы при создании обеих СКВ. При анализе не рассматривалась система воздухопроводов (система распределения потоков воздуха и воды) в кондиционируемом здании, поскольку для сравниваемых систем она практически идентична. Анализ уровня выбросов вредных веществ на стадии производства системы основан на полном жизненном цикле материалов, а это означает, что энергозатраты на производство материалов являются суммой энергозатрат на получение, обработку, подготовку и транспортировку соответствующих материалов. Для выполнения анализа необходимо знать виды и массы материалов, из которых изготовлена система. В табл. 1 представлены данные по структуре материальных затрат на создание двух сравниваемых установок СКВ, массы материалов, а также мощности компрессора, вентилятора и водяного насоса.

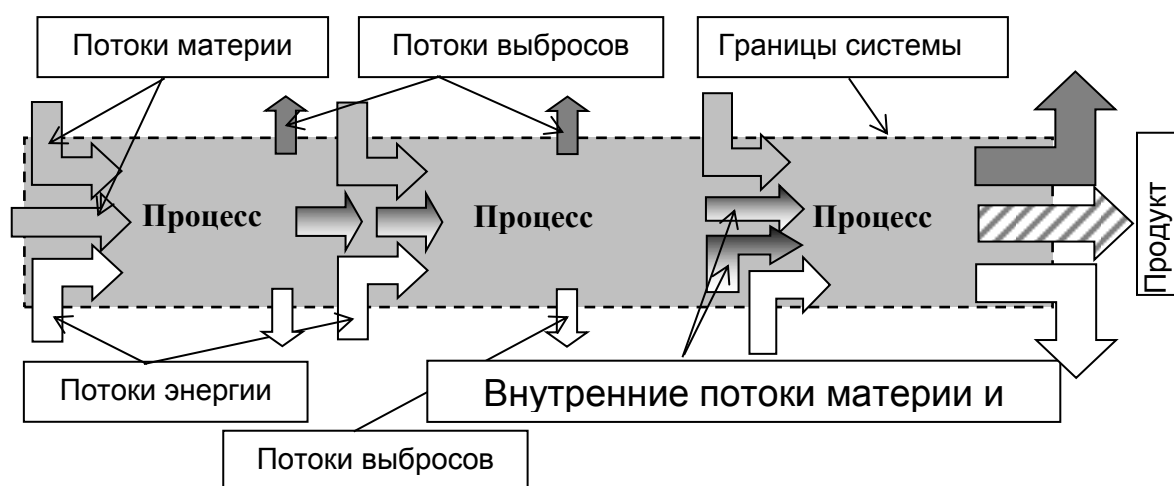


Рисунок 1 – Общая схема движения материальных и энергетических потоков при производстве альтернативных систем.



Рисунок 2 – Упрощенная блок-схема определения системных границ для методологии LCA «Полный жизненный цикл» (“ECO-INDICATOR95”), применительно к задачам СХС и ССКВ

Таблица 1– Технические характеристики сравниваемых СКВ

Технические характеристики рассматриваемых систем (холодопроизводительность состав, материал, вес)	Традиционная система СКВ (воздушный кондиционер CAAE/CAEN-51, производства Франции)	Альтернативная осушительно-испарительная ССКВ
Холодопроизводительность, кВт	14.3	14.0
Компрессор:		
Корпус (сталь 45), кг	45.0	–
Провода (медь), кг	2.3	
Вентилятор:		
Двигатель (сталь 45), кг	6.0	3.6x2
Импеллер (алюминий), кг	2.0	2.6x2
Провода (медь), кг	1.1	3,0
Жидкостные насосы:		
Двигатель (сталь 45), кг	–	1.5x2
Провода (медь), кг		2.5

Технические характеристики рассматриваемых систем (холодопроизводительность состав, материал, вес)	Традиционная система СКВ (воздушный кондиционер CAAE/CAEN-51, производства Франции)	Альтернативная осушительно-испарительная ССКВ
Воздушный конденсатор ХМ: Корпус (сталь 45), кг	6.9	–
Рёбра (алюминий), кг	9.0	
Трубки (медь), кг	9.3	
Воздухоохладитель (испаритель) ХМ: Корпус (сталь 45), кг	5.4	–
Рёбра (алюминий), кг	7.9	
Трубки (медь), кг	8.6	
Хладагент (R22), кг	4.0	
Осушитель воздуха: Корпус (сталь 45), кг	1.5	–
Алюминий, кг	3.7	
Медь, кг	4.0	
Парогенератор (нержавеющая сталь), кг	20.0	–
Фильтр, рамка, элементы фильтра (сталь), кг	100.5	96.0
Абсорбер АБР:		
– насадка ячеистой структуры, кг;	–	5.5
– крепежная рама из поликарбоната), кг		3.0
Испарит. охладитель НИО:		
– насадка ячеистой структуры, кг;	–	4.0
– крепежная рама из поликарбоната), кг		2.0
Градирня ГРДт:		
– насадка ячеистой структуры, кг;	–	5.0
– крепежная рама из поликарбоната), кг		3.5
Теплообменники жидкость-жидкость, медь (2 шт.), кг	–	15x2
Солнечные жидкостные коллекторы, кг	–	Двенадцать СК/П, площадью каждый в 2.0 кв.м., 86 кг
Общий вес	237.3	252.9

Для сравнения был взят крышный кондиционер французского производства CAAE/CAEN – 51, так чтобы холодопроизводительность у сравниваемых вариантов кондиционеров была примерно одинаковой (14.0 кВт). Материалы, из которых состоят рассматриваемые системы, во многих случаях производятся в различных странах. Получить надежные данные по затратам на производство энергии и эмиссии вредных веществ в различных процессах в разных странах достаточно проблематично. Поэтому, при выполнении анализа, использовались данные по выбросам в разных процессах, как средние для стран Евросоюза (они представлены в программе “SIMAPRO-6”, с использованием которой и выполнялся анализ).

Так как основной целью работы является сравнение СКВ традиционного и альтернативного типов, то принятое допущение не скажется на качестве анализа и правильности сделанных выводов. Это означает, что, несмотря на реальную структуру производства электроэнергии в стране производителе конкретных материалов, при выполнении анализа учитывались вредные выбросы, соответствующие производству энергии в странах Евро-союза. Выбросы при повторном использовании и утилизации материалов принимались такими же, как в среднем по странам ЕС.

Стадия производства сравниваемых СКВ. В стадии производства учитывается влияние следующих процессов: добычи сырья, включая добычу нефти и газа для производства: полимерных материалов для изготовления насадки ТМА; металлов; производства различных деталей СКВ, их сборки и транспортировки. Согласно методологии ПЖЦ, в данную стадию включено и повторное использование металлов. В модели принято, что 50% стали, 40% меди и 30% алюминия произведено из металлолома (это соответствует средним данными по повторному использованию материалов в ЕС). На рис. 3-4 представлены основные результаты. Расчет вредного воздействия оценивался с использованием базы данных программы SIMAPRO-6 с учетом расхода энергии на изготовление установки из различных материалов (металлов, пластиков) и на производство хладагента (R22). Как видно из результатов анализа стадии создания оборудования, по всем категориям экологического воздействия традиционная СКВ уступает альтернативной.

Стадия эксплуатации сравниваемых систем. На стадии эксплуатации СКВ учитываются энергопотребление систем и утечек хладагента (принимая утечки хладагента 3% от его общей массы в год для парокompрессионной СКВ). Потребление электроэнергии компрессором, вентилятором и водяным насосом за время эксплуатации СКВ количественно определены с учетом профиля нагрузки за сутки (при вычислении величины этой нагрузки предполагалось, что минимальная суточная производительность СКВ – 20% в рабочем режиме [1]). Используя данные по климатическим условиям для Одесского региона в течение года, установленную холодопроизводительность для каждой СКВ, и, принимая, что средняя продолжительность эксплуатации рассматриваемых СКВ одинакова и равна 10 годам, был проведен анализ периода эксплуатации СКВ (рис. 3Б), показавший, что по всем основным категориям экологического воздействия традиционная СКВ так же уступает альтернативной ССКВ.

Стадия утилизации СКВ. После окончания срока эксплуатации СКВ демонтируется и направляется на утилизацию. Металлические детали отправляются на повторное использование, а хладагент под давлением извлекается и транспортируется на утилизацию (например, его разрушают пиролизом с получением в качестве конечного продукта веществ, содержащих аргон, диоксид углерода и водяной пар [5]). При оценке влияния этой стадии на общее экологическое воздействие учитывалась также транспортировка (на расстояние 100 км для металлолома и 300 км для утилизации хладагента, – это усредненные параметры, принятые для ЕС). Как видно из приведенных результатов (рис. 4А), и на этой стадии преимущества сохраняются за альтернативной системой.

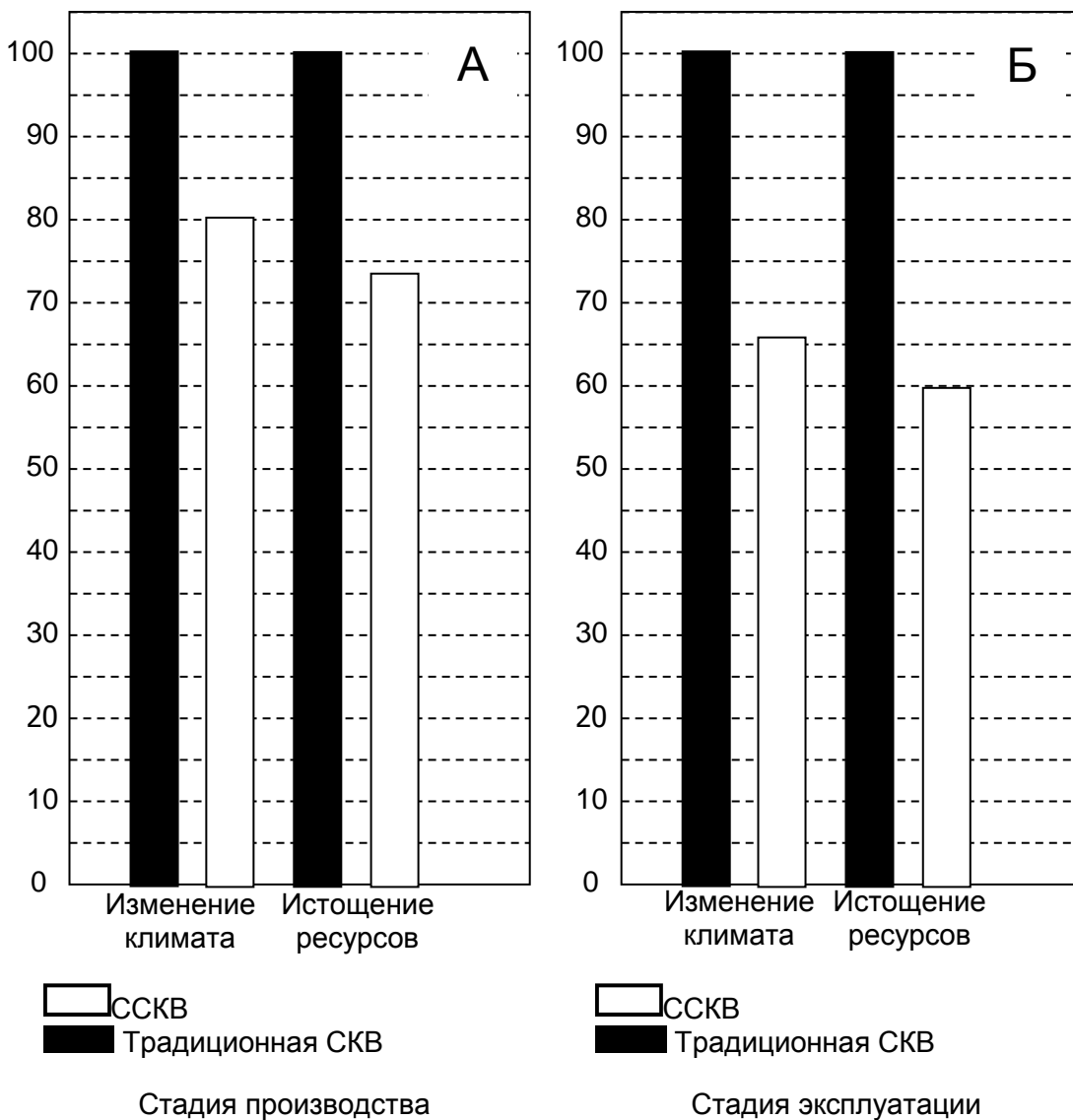
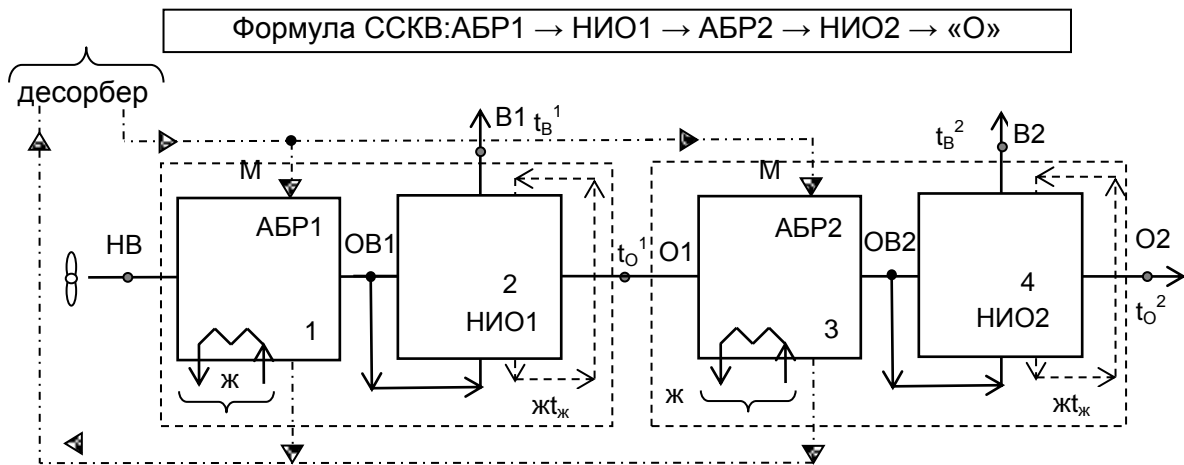


Рисунок 3 – Сравнение экологического воздействия на стадии производства (А) и в период эксплуатации оборудования (Б) для традиционной (парокомпрессионной) СКВ и осушительно-испарительной ССКВ.

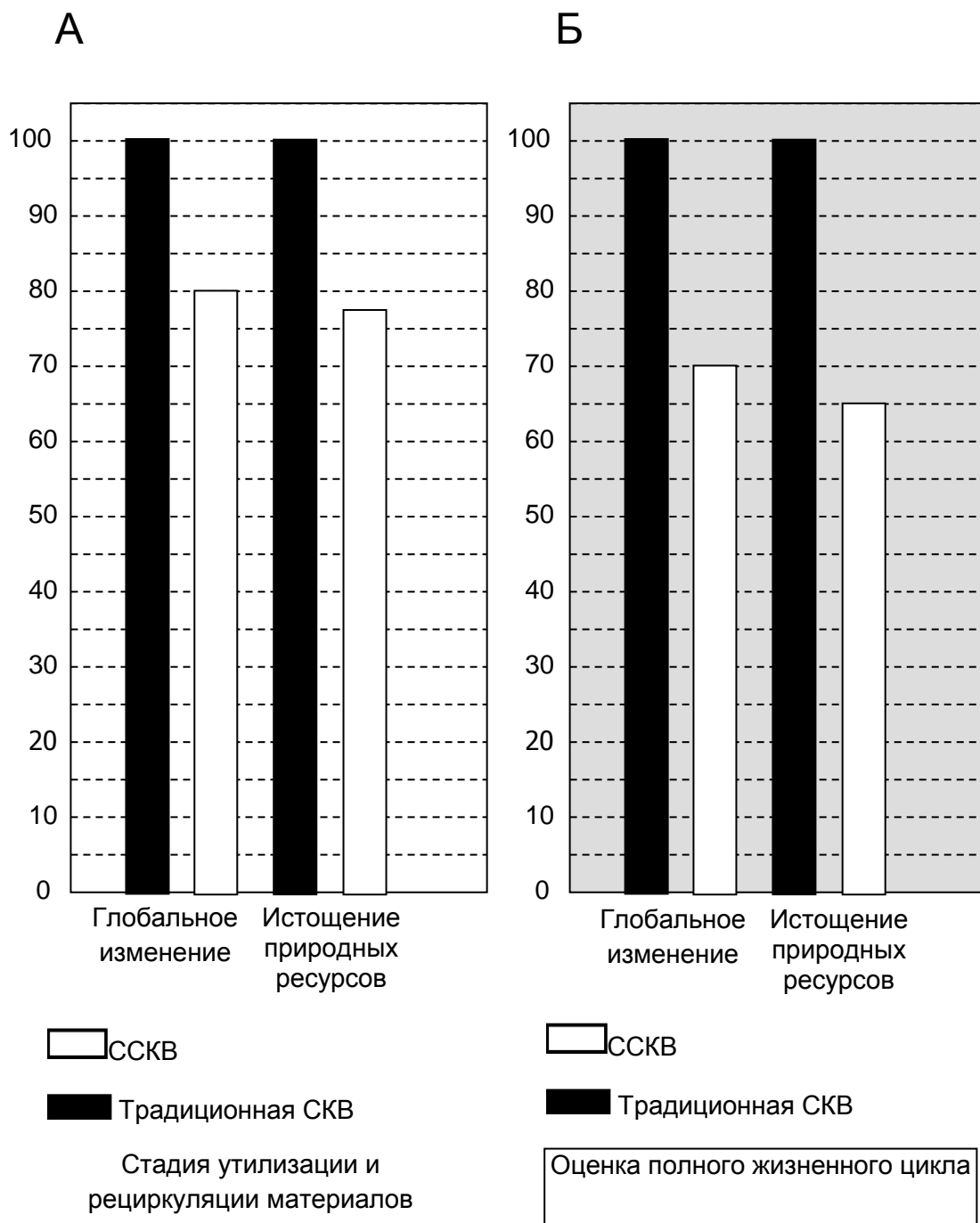


Рисунок 4 – Сравнение экологического воздействия на стадии утилизации оборудования (А) и в полном жизненном цикле сравниваемого оборудования (Б) для традиционной СКВ парокомпрессионного типа и осушительно-испарительной ССКВ.

Экологическое воздействие за полный жизненный цикл. Общее экологическое воздействие для обеих СКВ представлено на рис. 4Б. Результаты выполненного экологического анализа традиционной и альтернативной систем кондиционирования воздуха позволяют сделать вывод о преимуществе последней. Как видно из выполненного исследования, солнечная ССКВ оказывает существенно меньшее вредное воздействие на окружающую среду, чем традиционная по всем основным сравниваемым категориям. ССКВ приводит к меньшему истощению природных ресурсов (\approx на 25%, в т.ч. и энергоресурсов), что говорит о ее боль-

шей энергетической эффективности и вносит меньший вклад в глобальное изменение климата (\approx на 22%). Выбор альтернативного оборудования по двум анализируемым критериям (влияние на истощение природных ресурсов и вклад в глобальное потепление) будет способствовать реализации закона об энергосбережении и Киотского протокола (направленного на снижение эмиссии парниковых газов). Общее экологическое воздействие для традиционной системы так же больше, чем для альтернативной, что еще раз подтверждает преимущества последней. Полученные результаты показывают, что наибольшее воздействие на окружающую среду производится во время эксплуатации системы. Причем наибольшее влияние в этот период связано с энергопотреблением СКВ.

Список литературы

1. Альтернативная энергетика. Солнечные системы тепло-хладоснабжения: монография / А.В.Дорошенко, М.А. Глауберман. – Одесса: ОНУ, 2012. – 446 с.
2. Дорошенко А.В. Солнечные многоступенчатые абсорбционные холодильные системы на основе теплообменных аппаратов пленочного типа / А.В. Дорошенко, А.Р. Антонова, К.В. Людницкий // Холодильная техника и технология. – 2015. – 51(2). – С. 25-31.
3. Guangming Chen, Alexander Doroshenko, Paul Koltun, Kostyantyn Shestopalov, Comparative field experimental investigations of different flat plate solar collectors // Solar Energy. – 2015. – 115. – P. 577-588.
4. Guangming Chen, Kostyantyn Shestopalov, Alexander Doroshenko, Paul Koltun. Polymeric materials for solar energy utilization: a comparative experimental study and environmental aspects // Polymer-Plastics Technology and Engineering. – 2015. – №54. – P. 796-805.
5. Koltun P. Life Cycle Assessment of a Conventional and Alternative Air-Conditioning Systems / P. Koltun, S. Ramakrishnan, A. Doroshenko, M. Kontsov. // 21st International Congress of Refrigeration IIR/IIF. – Washington, D.C, ICR0140, 2003. – P. 45-57.

УДК 627

ENERGY-EFFICIENT SYSTEM DESIGN FOR THE DATA CENTER COOLING AND HEATING WITH REDUCING ENVIRONMENTAL IMPACT

РАЗРАБОТКА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ И ОТОПЛЕНИЯ ЦЕНТРОВ ОБРАБОТКИ ДАННЫХ С СОКРАЩЕНИЕМ ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ

<p>Klimashenko. R., student Yakovleva O.Y., Ph.D, Assoc. Prof Ostapenko A.V., Ph.D</p>	<p>Климашенко Р., студент Яковлева О.Ю., Ph.D, доцент Остапенко А.В., Ph.D</p>
<p>Odessa National Academy of Food Technology, Ukraine, 65000, Odessa, Dvoryanskaya str., 1/3</p>	<p>Одесская Национальная Академия Пищевых Технологий, Украина, 65000, Одесса, ул. Дворянская, 1/3</p>
<p>E-mail: osarja@gmail.com, ostapenkosc@gmail.com</p>	

Abstract

The environmental impact and energy use of data centers has become a significant issue for operators, HVAC systems developers, energy and environmental policy makers. We emphasize the impact of macroeconomic risk and business cycle fluctuations in shaping public attitudes toward climate

change and more general aspects of environmental policy. The scope of this study is energy efficiency analysis of Computer Room Air Conditioning (CRAC) system. Benefits of various conventional and new hybrid refrigeration systems for server rooms were evaluated. Operation modes of suggested system was analyzed for South Ukrainian region (Odessa). Estimated power usage effectiveness (PUE) was estimated and electricity costs with suggested system can be reduced by 45%.

Аннотация

Для операторов, разработчиков систем ОВК и разработчиков политик в области энергетики и охраны окружающей среды в настоящее время значительными проблемами являются воздействие на окружающую среду и потребление энергии центрами обработки данных. Целью настоящего исследования является анализ энергоэффективности системы кондиционирования для компьютерного зала. Были оценены преимущества различных традиционных и новых гибридных холодильных систем для серверных комнат. Были проанализированы режимы работы данных систем на территории Юга Украины (г. Одесса). Было определено оценочное потребление энергии и установлено, что с предлагаемой системой стоимость потребленной электроэнергии может быть сокращена на 45%.

The environmental impact and energy use of data centers has become a significant issue for operators, HVAC systems developers, energy and environmental policy makers. We emphasize the impact of macroeconomic risk and business cycle fluctuations in shaping public attitudes toward climate change and more general aspects of environmental policy. As policy makers have defined information technology, data center energy use as the fastest rising sector from other once, data centers represent easy target due to the very high density of energy consumption. In own turn the commodity price of energy has risen faster in comparison with expert prognosis. Such type of energy cost rising has significantly impacted the business models developed for data center operators and has determined changes in the way data center capacity is charged for commercially. Energy security issue as well as energy availability are also fast becoming an key point for energy strategy development of data center operators as the combined pressures of fossil fuel availability, generation and distribution infrastructure capacity and environmental energy policy make prediction of energy availability and cost difficult.

System Requirements

In the basic significance heat gains are heat gains from rack. Other heat gains have not taking into account. We are use 36 pieces of server and telecommunications racks (or 1512U). The calculated amount of racks with the equipment is equal 24.7 racks (1038U). Heat generation by equipment are equal 404.6 kW. Amount of empty racks for future equipment are equal 11.3 rack (474U). Average of rating calorification by one rack is equal 16.4 kW, so we need reserve of cooling capacity in amount $11.3 * 16,4 = 184.8 \text{ kW}$. Required cooling capacity = 590kW.

Technical solution.

Computer room air conditioning (CRAC) system must provide constant temperature and humidification conditions for communication and telecommunication servers and other technical systems in the server room. Air-conditioner must provide air circulation within the principle of a dividing hot and cold aisles by method of deliver cold air to servers by pressurized in the space below the raised floor and returned warm air below the ceiling. This principle shows on the figure 1

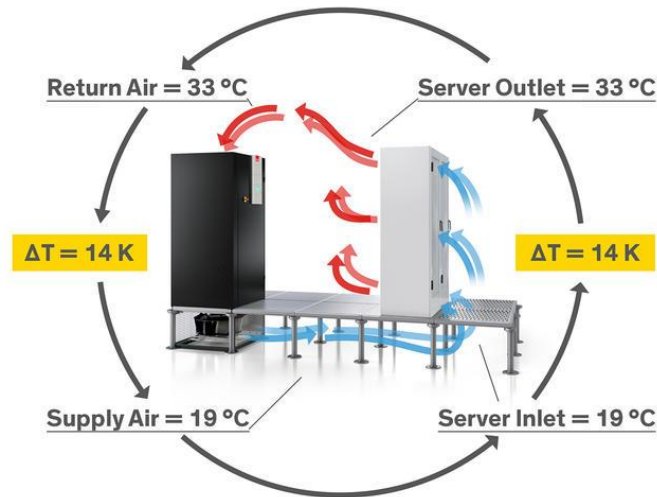


Figure 1 – Air circulation principle

For assimilation heat gain from technical equipment “Stulz” air condition system was used (model CyberAir 3PRO ALG 722 GE). Arrangement inner condition modules provide availability for hot and cold aisles of air. CRAC keep constant temperature and atmospheric moisture capacity. The chosen system was provided with DFC technology (Dynamic Free Cooling). It is the first precision air-conditioning system in the world that automatically switches to the best operating mode depending on the heat load in the data center and seasonal variations in ambient temperature. Full hybrid with Indirect Free Cooling DFC combines compressor cooling and Free Cooling in four stages in all, and automatically searches for the most economical operating mode. In cool weather, DFC makes use of economical Indirect Free Cooling, which extracts all its cooling power from the ambient air. Energy-intensive compressor cooling (DX) is only switched on when absolutely necessary.

With utmost sensitivity and precision, DFC selects the most energy-saving mode, controls the speed of the EC fans in the A/C unit and those of the dry coolers, regulates the position of the control valves, reduces the electricity consumption of the pumps and ensures interior climate control. By incorporating standby units as well, DFC keeps all units, pumps and dry coolers in perfect balance in energy-saving partial load mode.

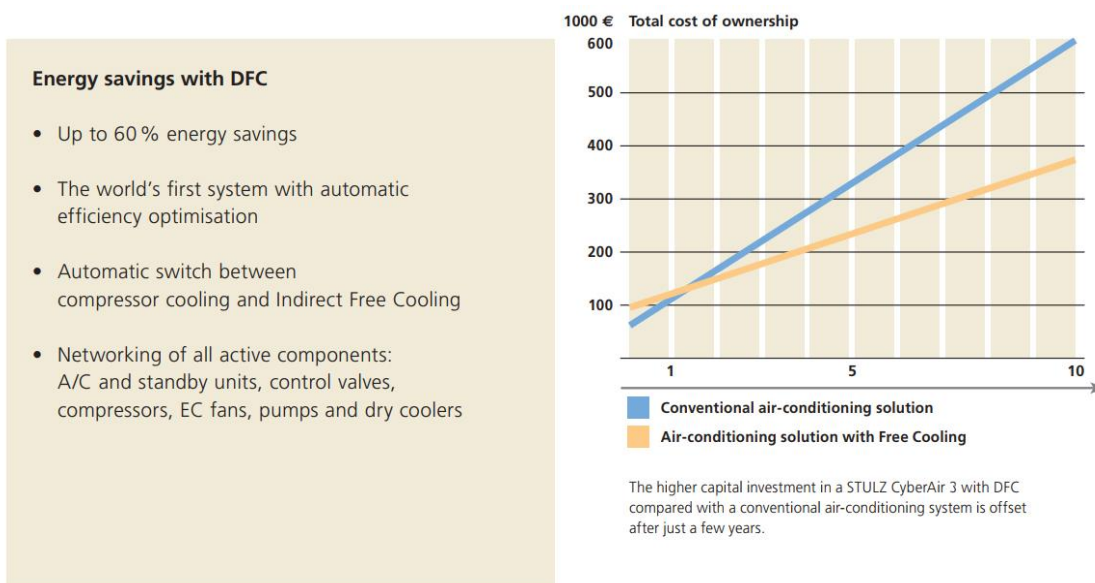


Figure 2 – Comparison of dynamic cooling mode with conventional CRAC system

The DFC system - individual A/C units work in perfect harmony with Indirect Free Cooling. Each A/C unit works with a DX refrigerant circuit comprising an evaporator, electronic expansion valve (EEV), scroll compressor and brazed plate condenser - and a separate chilled water circuit for use of Indirect Free Cooling. The mechanical switchover from DX to Indirect Free Cooling mode is achieved steplessly by means of 2-way valves.

When room air flows through the heat exchanger in DX mode, the heat is transferred to a refrigerant, and emitted into the ambient air via a pipe system leading to an external dry cooler. Both the A/C unit and the dry cooler are equipped with EC fans with stepless control. Speed-controlled pumps are used in Free Cooling mode to supply the water/glycol mixture.

Table 1 – The equipment placement:

Equipment type	Parameter
–ALR 722 GE (7 pieces) –GHC RD 050.1/22-41-4227657M (18 pieces)	
Air parameters in the room: – operating-temperature range, °C – relative humidity, %	+19...+33 30
Ambient temperature range, °C	- 40...+40

DFC controls all the components of the air-conditioning system with precision and always selects the best possible operating point, ensuring an optimum supply of cold air in the data center.

Table 2 – Characteristics of the CRAC system

Name	Units	Value
DX-Cooling capacity by temperature: – Server outlet air – Server inlet air	kW °C °C	89,9 33 19
Air consumption	m ³ /h	19300
DX-Cooling capacity(total)	kW	89,9
CW- Cooling capacity by temperature: – Server outlet air – Server inlet air CW- Cooling capacity(total)	kW °C °C kW	96.6 33 19 96.6
Fan: – Fan power consumption – supply voltage /amount phase/ frequency – Fan amount	kW V/ph/hertz piece	2.8 380/3/50 3
Steam humidification: – Power consumption – supply voltage /amount phase/ frequency – Amount	kW V/ph/hertz piece	2 380/3/50 3
Filter class		F5
Overall dimensions	mm	945x2550x2496
Water consumption	m ³ /h	9,6
Weight	kg	1104

Direct expansion system

Compressor cooling system based on the direct evaporator principle (DX/direct expansion). The refrigerant circuit of the air conditioning module consists of an evaporator, an expansion valve, a scroll compressor and an external air-cooled condenser.

The outside air conveyed by the fan flows through the evaporator. As it does so, heat is removed from the air and is transferred to the refrigerant. The air conditioning unit and the external condenser are linked by means of a closed refrigerant circuit.

Simple heat dissipation via the water-glycol mixture

In this type of system, the heat from the DX circuit is transferred to a water-glycol mixture by a plate-type condenser integrated in the air conditioning unit. The mixture circulates in a closed circuit, and emits the heat to the outside air via an external dry cooler.

Hybrid system with Indirect Free Cooling

A hybrid cooling system, which combines DX system and system with Indirect Free Cooling. This type of system switches to energy-saving mode as soon as the outside temperature permits. The outside air is then utilized for Indirect Free Cooling.



Figure 3 – Hybrid refrigeration system

Analysis

Power usage effectiveness (PUE) is a metric used to determine the energy efficiency of a data center. PUE is determined by dividing the amount of power entering a data center by the power used to run the computer infrastructure within it. PUE is therefore expressed as a ratio, with overall efficiency improving as the quotient decreases toward 1. PUE was created by members of the Green Grid, an industry group focused on data center energy efficiency.

Table 3. Gradation of PUE

$$PUE = \frac{\text{Total Facility Energy}}{\text{IT Equipment Energy}}, (1)$$

PUE	Level of Efficiency
3.0	Very Inefficient
2.5	Inefficient
2.0	Average
1.5	Efficient
1.2	Very Efficient

Information, telecommunication and engineer’s systems are functional parallel. Useful IT-function realize for user is the first two. Engineering infrastructure is providing a possibility safe and reliable operation the first two. By calculation, the precision cooling Air system has PUE equal 1.88 in period when temperature higher than 19 °C and equal 1.13 when temperature lower than 17 °C. For example, was took comparison precision air cooling and liquid systems.

System liquid cooling is more efficient then air cooling and must fundamentally reduce operation costs. ASHRAE Technical Committee 9.9 (TC 9.9) has done considerable work in the area of determining suitable environments for ITE. They were found that for about 40% of all electricity in data center use for cooling system, in which 30% use compressor.

By change precision air cooling on liquid cooling technology can reach next operate benefits:

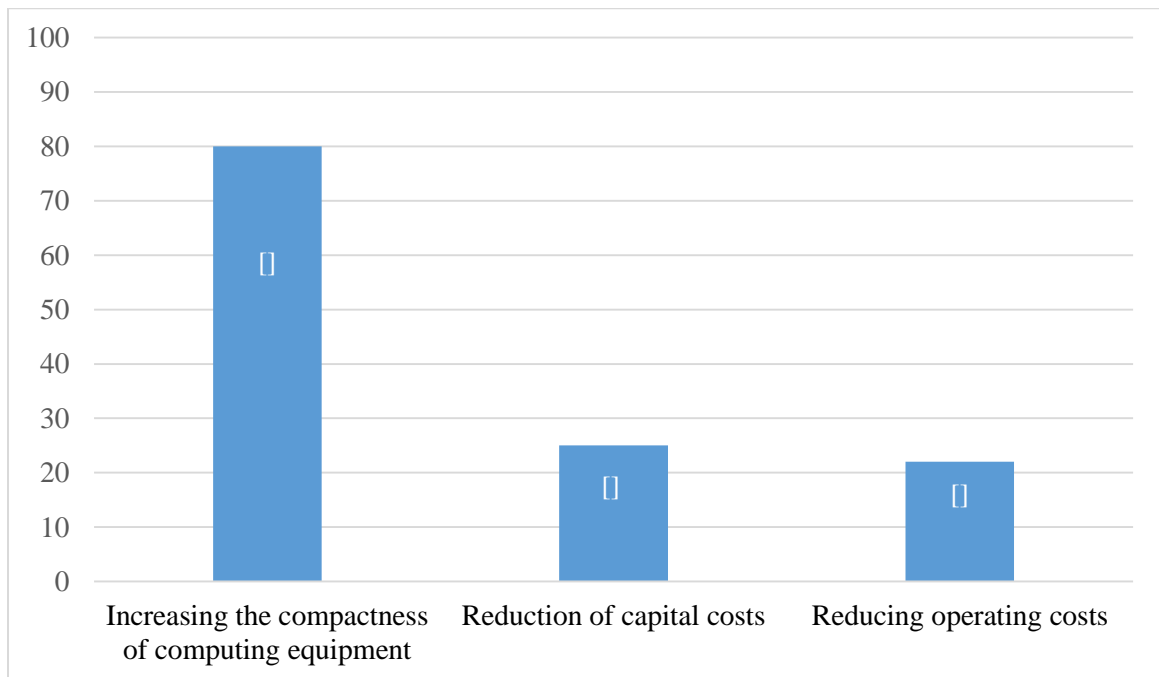


Figure 4 – Comparison of possible benefits

Greater compactness of computing equipment - less space need for placed equipment. For reduction of capital costs some infrastructure system should be abandoned. So if part of equipment is gone, without reducing the power of the system, it reducing of all electricity using.

The benefits of precision air cooling:

- Precise and quick processor-based temperature control, to keep your IT equipment at the right temperature, always.

- Precise humidity control. Electronic devices require a steady level of humidity for proper functioning. Both high/low humidity levels can impede them on the long run.

- Designed for 24 x 7, 365 days continuous operation.

- Precision air conditioners are designed to manage high levels of sensible heat (heat without humidity, emanated by machines)

-The benefits of liquid cooling:

- Less clutter and more space

- The heat absorption rates of liquids are far greater than that of air. For example, it takes just a few gallons of water to absorb as much heat as would be absorbed by a far greater quantity of air.

- Liquids can transport heat more efficiently and can transport heat away from all parts of the data center, thereby maintaining a sustainable operating environment within the data center.

- Liquid cooling allows targeted cooling, which is nearly impossible to achieve with air cooling. It is possible to cool a targeted area (high density cabinets, cooling within servers) using liquid cooling more efficiently.

- A moving fluid extract heat way better than a non moving fluid

- Turbulent flow requires more energy to be moved but extract heat way better than laminar flow. If you compare water and mineral oil versus air (for the same volume) mineral oil is around 1500 times better than air water is around 3500 times better than air oil is a bad electricity conductor in all conditions and is used to cool high power transformers.

- Oil depending on its exact type is a solvent and is able to dissolve plastic

- Water is a good conductor of electricity if it is not pure (contains minerals...).

- Water is a good electrolyte. So metals put in contact with water can be dissolved under certain conditions

Disadvantages: liquid cooling:

The main disadvantage to this kind of cooling system is serviceability, since the liquid does create an obstacle to quickly changing components out or performing other forms of hardware maintenance. Each time the system needs to be serviced, the liquid must be removed and the components dried for handling.

Hybrid systems that encase individual servers may help mitigate this issue without decreasing efficiency, but the increased cost of setup complicates things.

Conclusions

Dynamic free cooling provides benefits of fresh air-cooling using more common chilled water loop technologies and can present major retrofit opportunities. An intelligent control system to optimize the use of free cooling in a chilled water based system can be used. When it is necessary for lowering heat loads the free chilled water can be run to the CRAC units at a higher temperature than in a conventional system requirements at the same time as still achieving the required cooling, this significantly extends the external temperature range through which the facility can operate on the free cooling coils. When the heat load in the facility or the external temperature exceeds the thresholds then the compressor pumps are started and the system reverts to normal operation.

The other significant environmental impact on data center efficiency is direct insolation (incoming solar radiation) heating to the building. This varies by time of day, season and geographic location from 1,04 kW /m²/day in in Odessa in January to 6,04 kW /m²/day in July. This can become a significant contribution to the peak cooling loads of the data center for those with relatively low power densities and a low albedo (proportion of incident sunlight reflected). Careful positioning and orientation of the building and the cooling equipment can assist in reducing these insolation loads.

To achieve the best level of HVAC system reliability, you need to employ required procedures and safety measures. Historically in datacenters, all of the procedures are developed for air cooling systems and water is restricted to its safest use if not banned from datacenters. Basically, it is impossible for water to ever come into contact with servers.

The typical data center general electricity costs can be reduced to 45%, 25% less implementation costs vs air, PUE of 1.04 by using the liquid data center immersion cooling solution. Technically water is better, but server design and datacenter designs are not adapted to water cooling.

УДК 639.64.1

INVESTIGATION OF PLANT ORIGIN DIETATIC SUPPLEMENTS COMPOSITIONS PROPERTIES

ИССЛЕДОВАНИЕ СВОЙСТВ КОМПОЗИЦИЙ ПИЩЕВЫХ ДОБАВОК РАСТИТЕЛЬНОГО ПРОИСХОЖДЕНИЯ

<p>Svidlo K.V.¹, Dr. of Science, docent Dyakov A.G.², Ph.D., docent Pavliuk I.M.², Senior Lecturer</p>	<p>Свидло К.В.¹, д.т.н., доц. Дьяков А.Г.², к.т.н., доц. Павлюк И.Н.², ст. препод.</p>
<p>1 – Kharkiv Institute of Trade and Economy of Kyiv University of Trade and Economy, Ukraine, 61045, Kharkiv, side-street. Otakara Yarosha, 8 2 – Kharkiv State University of Food Technology and Trade, Ukraine, 61045, Kharkiv, Klochkovskaya Street, 333</p>	<p>1 – Харьковский торгово-экономический институт Киевского национального торгово- экономического университета, Украина, 61045, Харьков, пер. Отакара Яроша, 8 2 – Харьковский государственный университет питания и торговли, Украина, 61045, Харьков, ул.Клочковская, 333</p>

Abstract

On the basis of theoretial and experimental studies it is proved that dietary plant additive compositions must be used to provide specified effects of gero-dietetic food products. It is estimated that moisture absorbing properties of dietetic plant additives remain stable and high (450-

680%) at hidromodulus (1:5...15); this improves food structure when using hydrated dietetic compositions and reduces production costs. The technology of half-finished product «Dietetic additives are hydrated» was proposed. It is estimated that schrot compositions with algal additives have fat binding capacity better than schrots taken alone, namely low fat wheat germ in composition with spirulina have fat binding capacity 2.2...3.0% higher than that of wheat germs taken alone; pumpkin seed schrot in composition with tsystozyra and pectin-zosterun is 4.2...6.7% higher than pumpkin seeds alone. This is due to the increased pectin additives which have much greater ability to absorb fat than cellulose and hemicellulose.

Аннотация

На основе теоретических и экспериментальных исследований доказано, что композиции диетических растительных добавок могут быть использованы для обеспечения специальных свойств геро-диетических пищевых продуктов. Влагопоглощающие свойства диетических растительных добавок остаются стабильными и высокими (450-680%) при гидромодуле (1:5...15); это улучшает структуру пищевых продуктов при использовании гидратированных композиций диетических добавок и снижает издержки производства. Предложена технология производства полуфабриката «Диетические добавки гидратированы». Композиции диетических добавок в составе «шрот с добавками водорослей» обладают более высокой способностью к связыванию жиров, чем шроты, сами по себе, а именно «зародыши пшеницы в композиции со спирулиной» имеют связывающую способность жира на 2,2 ... 3,0% выше, чем зародыши пшеницы, взятые отдельно; «шрот семян тыквы в составе с цистозиром и пектин-зостерном» на 4.2 ... 6.7% выше, чем шрот семян тыквы. Данный эффект связан с увеличением пектиновых в составе композиций диетических добавок, которые обладают гораздо большей способностью поглощать жир, чем целлюлоза и гемицеллюлоза.

On the basis of the conducted analytical studies, gerontologists and geriatricians [1-2, 5-6, 8, 10] came to the conclusion about the positive effect of the use of natural gero-protectives, namely, dietary supplements of plant origin from domestic raw materials. Gerontologists recommend the use of products from raw materials that grow in the human habitat areal at an older age. One dietary supplement that fully meets the physiological daily requirement of older people by 10..50% was not found in the above substances, however, the simulated compositions of shrot (or fiber), algal powders and dietary oils contain the following list of substances. In order to design the gero-dietetical culinary foods compositions, the indicators of nutritional and biological value of dietary supplements compositions are calculated and presented in Table. 1, namely the content of total protein and essential amino acids, polyunsaturated fatty acids, dietary fibers, vitamin E (tocopherols), provitamin A (carotenoids), selenium and iodine. These calculations show that in the composition of dietary supplements, the content of components that are natural gero-protectors and determine the nutritional and biological value and function of the food-stuff (providing the daily requirement of an elderly person in the range of 10% to 50%) is as follows.

The dietary fibers are contained 26.9 to 61.6 g% (use of 4.1 ... 9.3 g of shrot or fiber in the dietary supplements composition in food-stuffs supply the certain limits of daily needs); polyunsaturated fatty acids ω -3 and ω -6 in different compositions of dietary supplements - from 8.7 to 26.9 g% (ie, certain daily needs limits provide for the use of 0.9 ... 4.6 g of dietary oils in foodstuffs); carotenoids (retinol equivalent) in the dietary supplements compositions - from 17,5 to 64,0 mg% (1,4 ... 2,0 g of the chosen composition of dietary supplements in foodstuffs provides certain limits of daily needs); tocopherols (vitamin E) - from 3,5 to 36,6 mg% (3,3 ... 20,5 g of the chosen composition of dietary supplements in hero-dietetical culinary foods provides certain limits of daily need); Selenium in various compositions of dietary supplements - from 7.1 to 63.4 μ g % (7.9 g and more composition of dietary supplements in culinary products provides certain limits of daily needs); iodine in different compositions of dietary supplements - from 9,8 to 52,9 μ g % (28,4 g and more of the chosen composition of dietary supplements in culinary foods provides certain limits of daily needs). So, the consumption of the proposed compositions of plant origin dietary

supplements in the range of 1,4 ... 28,6 g and more in the gero-dietatical culinary foods composition, which is modeled, guarantees the provision of daily needs in particularly scarce micronutrients for people over 60 age [3, 7, 9].

The presented calculations confirm that when designing gero-dietatical culinary foods for the nutrition composition enrichment with vegetable protein, dietary fibers and tocopherol it is expedient to select compositions of dietary supplements with wheat germ fat-free with spirulina and seeds of pumpkin seeds or pectin-zosterine with rosehip oil or cystoseira with pectin- zosterine and pumpkin-seed oil; in the case of necessity of essential enrichment with dietary fibers, carotenoids, iodine and selenium, it is better to choose compositions of dietary supplements with wheat germ fibers or pumpkin seed fiber in the composition of spirulina and pumpkin seed oil or amaranth seed oil, as well as pectin-zosterine and amaranth-seed oil, or cystoseira with pumpkin-seed or amaranth seed oil, or flaxseed oil.

If it is necessary to enrich the food-stuff with vegetable fat, dietary fibers and tocopherol, it is better to choose the compositions of dietary supplements with sprouted pumpkin seeds in a composition with cystoseira with pectin-zosterine and pumpkin seed oil or amaranth-seed oil or oat seed oil. Since calculations of the chemical composition of dietary supplements of vegetable origin prove the necessity of using these compositions to ensure the desired effect of hero-dietatical culinary foods, it is expedient to investigate the properties of these compositions and to predict their influence during the formation of the culinary products structure.

For the design of gero-dietatic foods technologies using dietary plant supplements it is expedient to investigate how the molecular mobility in the product changes and how it depends on the ratio of the components due to their different chemical nature and the hydration conditions.

Taking into account that the bound moisture in the product has a low mobility, and free - a large, the study of relaxation processes and molecular mobility in the designed compositions of dietary supplements "shrot or fiber - algae powders" was carried out by measuring the amplitude of the spin echo depending on τ and time spin- spin relaxation T_2 , which allows to determine the best correlation between components of the composition. Table 2 presents studies of time spin-spin relaxation T_2 for "pumpkin seed shrot or fiber with pectin-zosterine" compositions, which prove that molecular mobility essentially depends both on the hydration conditions and on the components proportion in relation to their different chemical nature. Conclusions regarding the degree of moisture binding in the simulated dietary supplements compositions were done according to the measurement of the spin-spin relaxation time.

Table 2 - Nutritional and biological value of dietary supplements compositions

Nutritional composition *	The ratio of components in the mixture	Moisture content, g%	Total protein content, g%	The content of essential amino acids, g%	Fat content, g%	The content of PUFAs ω-3 and ω-6, g%	Carbohydrate content, g%	Dietary fiber content, g%	The content of vitamin E, mg%	Carotenoid content, mg%	Selenium content, μg%	Iodine content, μg%
WGF+S+PSO	7:3:3	5,7	10,1	4,9	27,2	11,3	57,0	53,9	34,8	51,0	39,7	44,3
WGF+S+ASO	7:3:2	6,2	10,9	5,3	21,3	16,2	61,6	56,1	6,4	51,0	63,4	35,3
WGF+S+OSO	7:3:4	5,3	9,4	4,5	32,5	20,6	52,8	48,1	10,4	51,0	23,7	35,3
WGF+PZ+ASO	8:2:1,5	6,5	3,5	0,6	17,3	11,2	56,8	53,4	3,5	49,0	47,6	20,4
PSF+C+ PSO	8:2:3	5,9	2,6	1,7	23,2	13,3	68,3	59,6	32,1	43,4	13,6	23,0
PSF+C+ASO	8:2:2	6,4	2,8	1,9	20,8	12,7	70,0	61,6	7,1	43,4	14,3	42,0
PSF+C+FSO	8:2:3	6,0	2,6	1,7	27,1	22,2	64,3	49,6	29,1	43,4	32,6	52,9
PSF+C+PZ+ GSO	8:2,5:1:3	6,1	3,7	2,1	24,3	15,7	65,9	58,4	30,6	54,3	7,1	22,1
WGFF+S+PSO	8:2:3	9,3	30,8	17,6	25,1	13,4	34,8	26,9	32,1	26,2	9,2	9,8
WGFF+PZ+RHO	8:2:2	10,1	28,9	16,5	18,4	8,7	42,6	28,7	25,6	40,7	13,5	16,9
WGFF+C+PZ+PSO	8:2:1:3	9,5	25,0	14,3	22,8	9,5	42,7	27,7	30,7	64,0	14,4	18,0
PSSh+C+PZ+PSO	8:2,5:1:4	6,2	19,7	7,9	33,2	17,6	40,9	27,2	36,6	50,8	37,0	29,0
PSSh+C+PZ+ASO	8:2:1:2	7,1	23,2	9,3	24,3	15,5	45,4	31,2	4,2	52,2	40,6	19,3
PSSh+Z+OSO	9:1:4	6,0	22,9	9,1	37,8	26,9	33,3	27,6	7,2	17,5	31,7	10,2

*WGF- wheat germs fiber; PSF- pumpkin seeds fiber; WGFF – wheat germs fat-free; PSSh- pumpkin seeds shrot; ASO- Amaranth-seed oil; RHO- rosehips oil ,PSO – pumpkin-seed oil; FSO- flax-seed oil, OSO – oat-seed oil; S - spirulina; PZ- pectin-zosterine; Z- zosteria; C- cystoseira;GSOgrape-seedoil

Table 2 - Time of spin-spin relaxation T_2 for compositions of dietary supplements.

Kind of composition	Hydromodule	Ratio of components in the food system	Spin-Spin Relaxation Index (T_2)
Pumpkin seed shrot with pectin-zosterine	1:5	1:0	0,047
		9:1	0,062
		8:2	0,059
		7:3	0,072
Pumpkin seed shrot with pectin-zosterine	1:10	1:0	0,056
		9:1	0,076
		8:2	0,054
		7:3	0,071
Pumpkin seed shrot with pectin-zosterine	1:15	1:0	0,067
		9:1	0,740
		8:2	0,737
		7:3	0,075
Pumpkin seed fiber with pectin-zosterine	1:5	1:0	0,045
		9:1	0,060
		8:2	0,056
		7:3	0,067
Pumpkin seed fiber with pectin-zosterine	1:10	1:0	0,053
		9:1	0,072
		8:2	0,050
		7:3	0,066
Pumpkin seeds fiber with pectin-zosterine	1:15	1:0	0,062
		9:1	0,071
		8:2	0,070
		7:3	0,074

Based on the obtained data (Table 3), a rational ratio of dietary supplements for each composition of dietary supplements with the lowest molecular mobility under hydration conditions 1: (10-15) is selected: a pumpkin seed shrot with pectin-zosterine with a components ratio 8: 2 ; pumpkin seed shrot with a zosteria - 9: 1; pumpkin seed fiber with spirulina - 7: 3; pumpkin seed fiber with cystoseira - 8: 2; wheat germ with pectin-zosterine - 8: 2; wheat germs fiber with pectin-zosterine - 8: 2; wheat germ fiber with spirulina - 7: 3.

The significant difference between the data on molecular mobility in the compositions of the pumpkin shrot or fiber with pectin-zosterine, zosteria, spirulina and cystoseira, as well as the wheat germ or wheat germs fiber of with pectin-zosterine or spirulina is explained by the difference in the forms of moisture binding between the constituent substances in the given compositions of dietary supplements.

The obtained data prove that the moisture is tightly bound in compositions containing spirulina. This is due to the content of spirulina in the biomass of most high-grade proteins (45-70%) compared with carbohydrates (10-14%). It is generally known that the degree of the moisture bounding with the protein is greater than that of the carbohydrate compounds due to the content of the hydrophilic groups $-NH_2$.

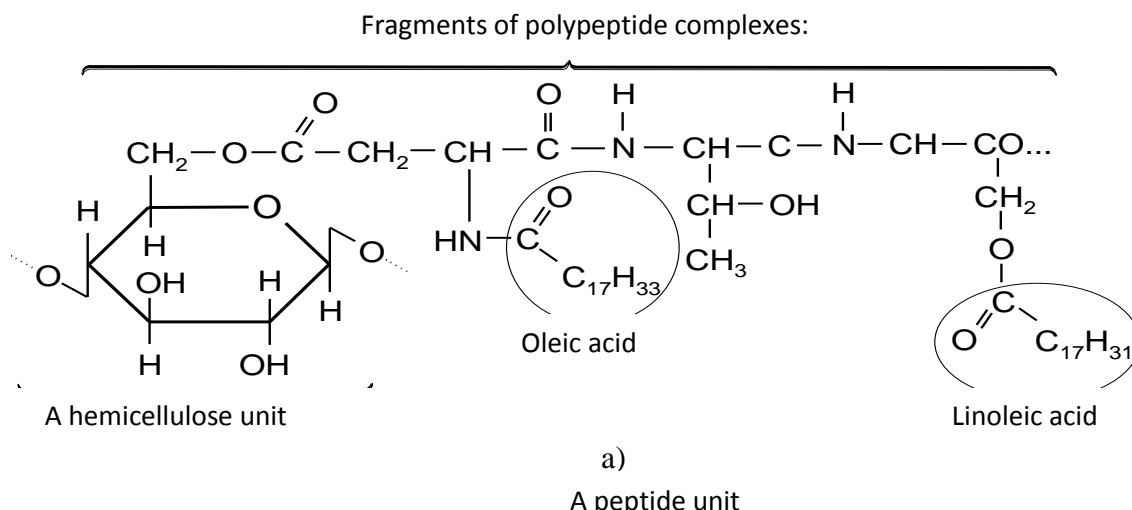
Table 3 -Time of spin-spin relaxation T_2 for compositions of dietary supplements having the lowest molecular mobility

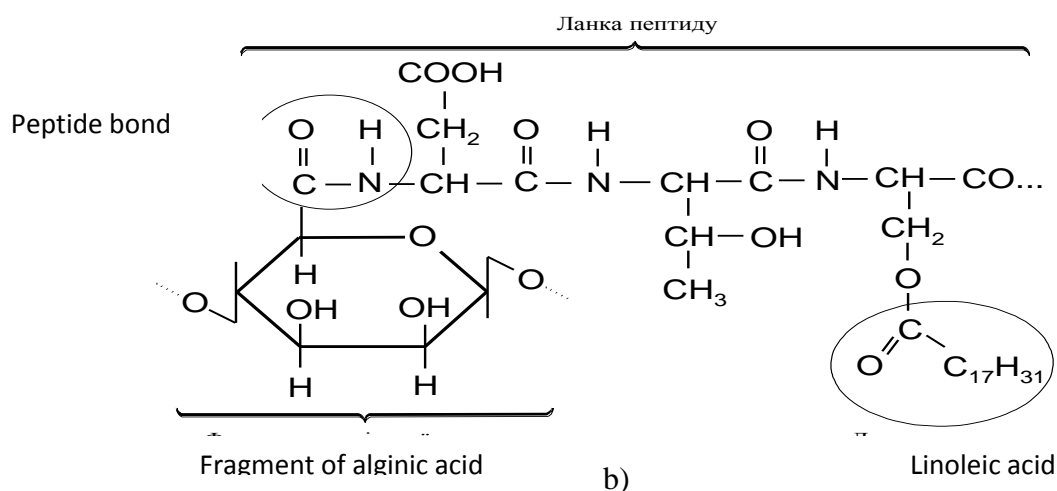
Kind of composition	Conditions of hydration	Fractions of the components in the food system	Time of spin-spin relaxation T_2
Shrot of pumpkin seeds with pectin-zosterine	1:10	8:2	0,054
Shrot of pumpkin seeds with a zoster	1:10	9:1	0,056
Pumpkin seed fiber with sprulina	1:15	7:3	0,047
Pumpkin seed fiber with cystoseira	1:15	8:2	0,045
Wheat germs of with pectin-zosterine	1:10	8:2	0,062
Wheat germ fiber with pectin-zosterine	1:15	8:2	0,66
Wheat germ fiber with spirulina	1:15	7:3	0,053

Cellulose and hemicellulose have a linear structure and spirulina proteins, while swollen, wrap around it and form a stable gluco-lipid-peptide complex (Picture 1, a). Carbon groups of algae pectin (mainly alginic acid) are more reactive than alcoholic groups of cellulose and hemicellulose (Picture 1, b), therefore the composition of dietary supplements are capable to form more stable structures during hydration.

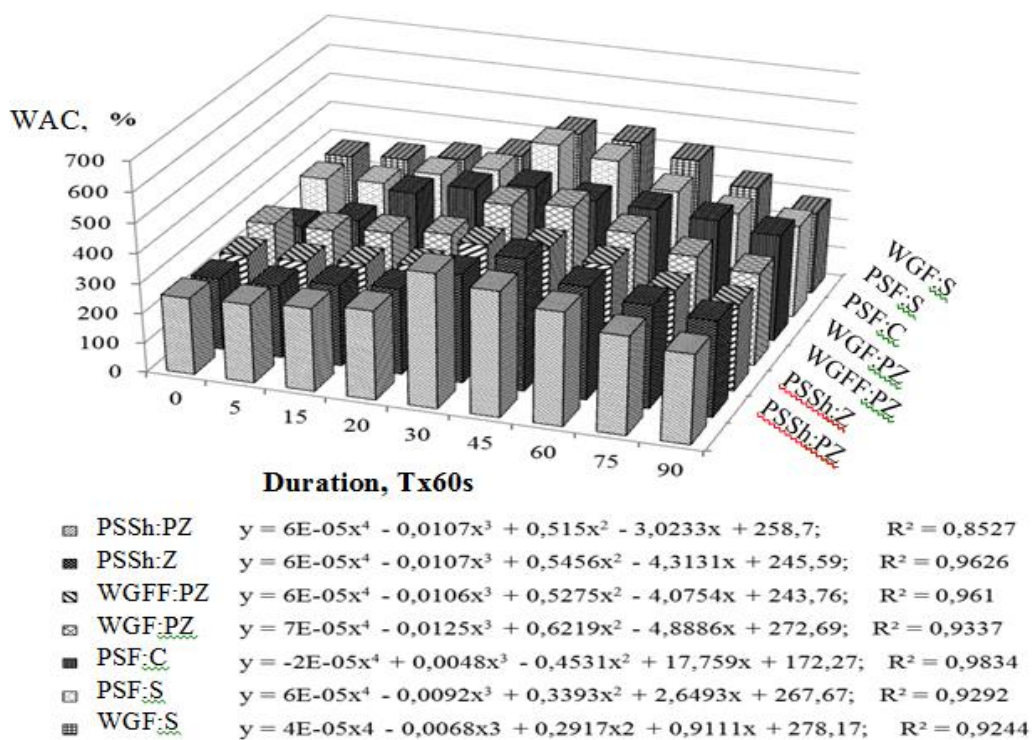
The dynamics of water absorption capacity of plant origin dietary supplements (shrot, fiber, algae powders) was investigated for compositions with the lowest molecular mobility, depending on the hydration period (Picture 1 - 4).

The water absorption capacity (modified by the author) determination method [4] allows not only to determine the parameters of the water absorption process (time and amount of bound moisture), but also demonstrates the degree of moisture bounding, swelling.

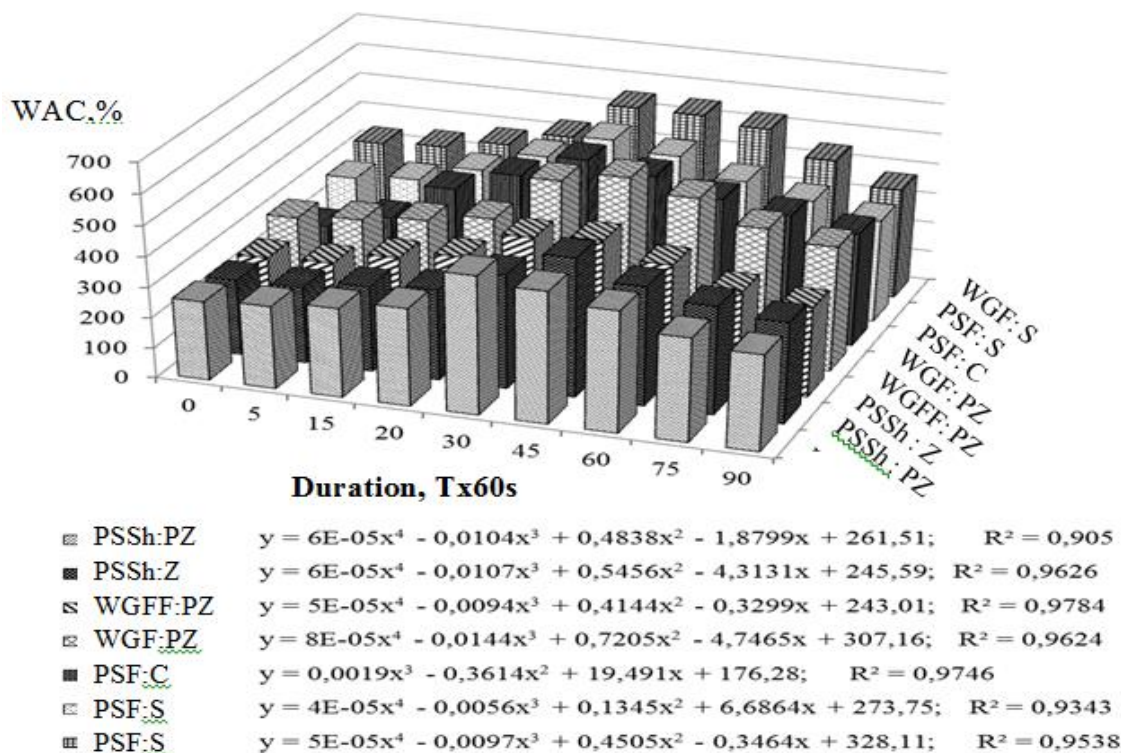




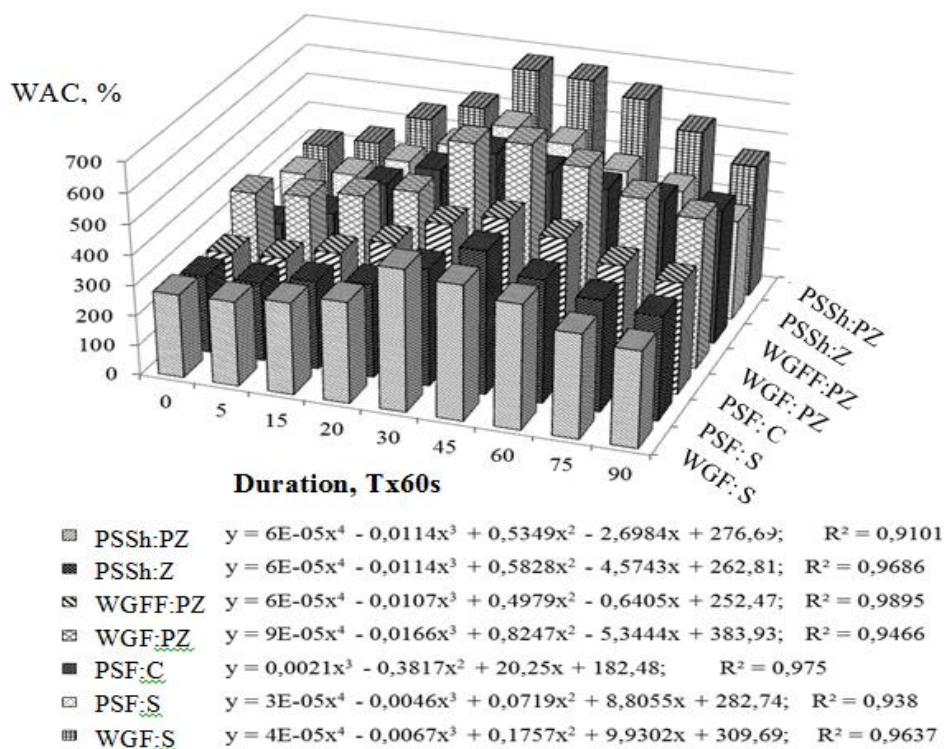
Picture 1 – Fragments of gluco-protein and lipo-peptide complexes formation: a - the complex-ether and peptide bonds formation; b - the joining of alginic acid to the lipo-peptide.



Picture 2 – Water-absorbing capacity of dietary supplements compositions upon the time at 1: 5 hydromodule: WGF- wheat germ fiber; PSF - pumpkin seed fiber; WGFF – wheat germ fat-free; PSSh - pumpkin seed shrot; S - spirulina; PZ - pectin-zosterine; Z -zostera; C - cystoseira.



Picture 3 – Water absorption capacity of dietary supplements compositions depending on the time in the hydromodule 1:10: WGF- wheat germ fiber; PSF- pumpkin seeds fiber; WGFF – wheat germs fat-free; PSSh- pumpkin seeds shrot; S - spirulina; PZ- pectin-zosterine; Z- zosteria; C- cystoseira.



Picture 4 – Water-absorbing capacity of dietary supplements compositions upon the time at the hydromodule 1:15: WGF- wheat germs fiber; PSF- pumpkin seeds fiber; WGFF – wheat germs fat-free; PSSh- pumpkin seeds shrot; S - spirulina; PZ- pectin-zosterine; Z- zosteria; C- cystoseira.

The presence of spirulina significantly influences the intensity of hydration and the water-binding property. So the weight of the composition of "wheat germs fiber - spirulina" is maximally increased by 5.5 times for 30x60 seconds, whereas the composition "wheat germs fiber - pectin-zosterine" increases its volume by 5,0 times for 45x60 seconds.

Swelling of compositions containing pectin-zosterine occurs more intensively (30x60 s) in compositions with pumpkin seeds shrot, the weight of which is maximally increased by 4.7 times, whereas in hydrated compositions with wheat germs fat-free and wheat germs fiber, maximum increases by 5, 0 and 6.7 times respectively and reaches a maximum of 45x60 s. The increase in the period of reaching the maximum water absorption can be explained by the dietary supplements chemical composition, namely, the highest content of dietary fibers (66% vs. 30%) and less protein (50% vs. 39%) in wheat germ, as compared to pumpkin seeds.

Polysaccharides, of course, can absorb up to nine volumes of their own molecular weight, proteins are up to four volumes, so the hydration process requires an extension of the time. According to the research data, the highest water absorption capacity is observed for compositions of dietary supplements containing the wheat germs fiber with spirulina in the ratio of 7: 3, and the smallest for pumpkin seeds shrot with a zosteria in the ratio of 9: 1.

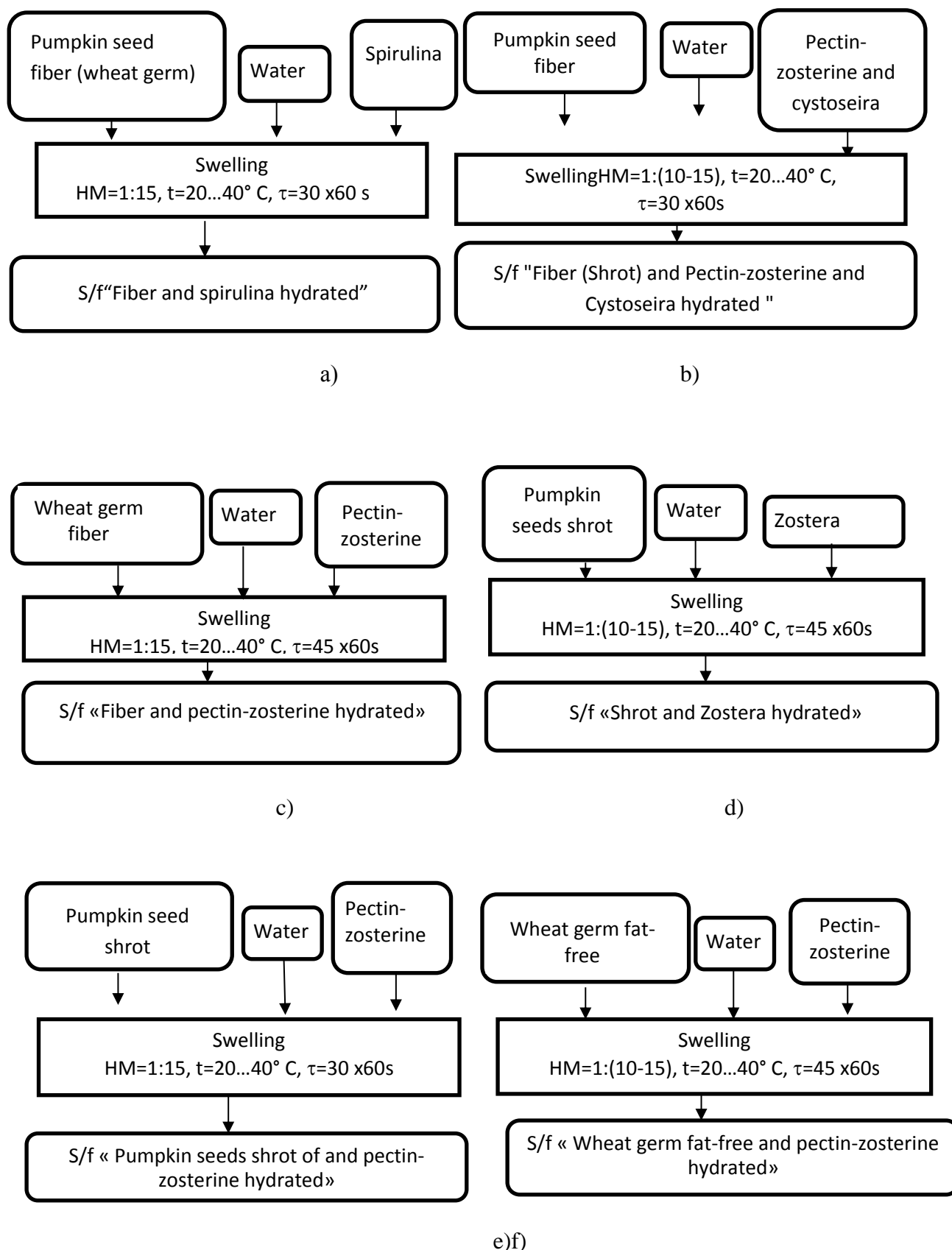
The investigated objects may be located in the next link from the maximum to the minimum water absorption capacity: wheat germ fiber: spirulina (7: 3) → pumpkin seed fiber: spirulina (7: 3) → pumpkin seeds fiber: cystoseira (8: 2) → pumpkin seed fiber: pectin-zosterine (8: 2) → pumpkin seeds fiber: zosteria (9:1).

The scheme of the technological process of obtaining the semi-finished product "Dietary supplements hydrated" (Picture 5 a, b, c, d, e, f) has been developed on the basis of obtained data on the hydration properties of dietary supplements of plant origin.

To prepare it we mix the fiber or shrot with algae powder in a certain ratio (9:1, 8: 2 or 7:3), pour the corresponding amount of liquid (HM = 1: 10 or HM = 1: 15) and leave for swelling at 30x60 s with in the case when the fiber is combined with spirulina or cystoseira and a pumpkin seeds fiber with pectin-zosterine, at 45x60 s in case whenever wheat germs are fat-free or wheat germ fiber is combined with pectin-zosterine and a shrot of pumpkin seeds with a zosteria. The dietary supplements compositions fat-binding capability (Picture 6) was determined in the compositions of shrots (pumpkin seeds and wheat germs) with algal powders (spirulina, cystoseira and pectin-zosterine) with the addition of dietary oils, namely, pumpkin-seed oil (PSO), grape seeds oil (GSO) and flaxseeds oil (FSO).

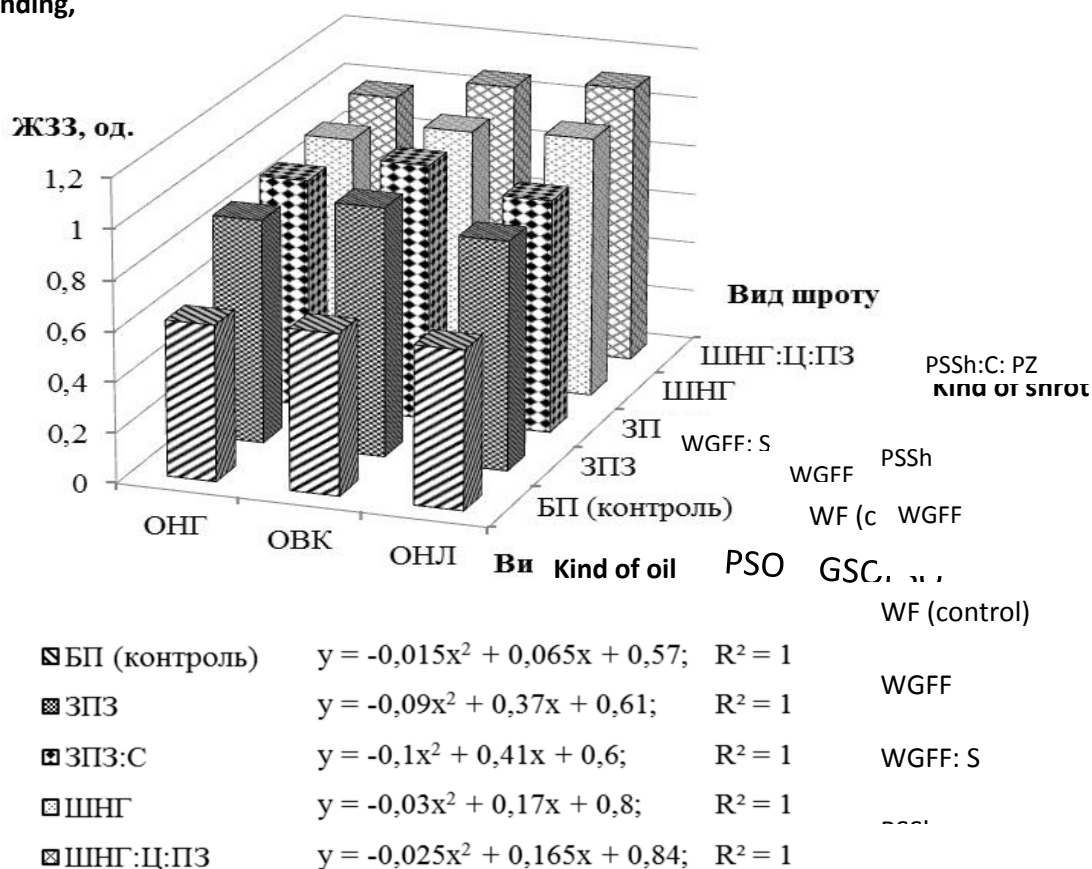
It was established that the fat-binding capability of dietary supplements compositions is high in comparison to wheat flour (WF) - WF: PSO = 0.62; WF: GSO = 0.64 and WF: FSO = 0.63, namely: wheat germs fat-free - WGFF: PSO = 0.89; WGFF: GSO = 0.99 and WGFF: FSO = 0.92; pumpkin seeds shrot of - PSSh: PSO = 0,94; PSSh: GSO = 1.02 and PSSh: FSO = 1.04; wheat germs fat-free in compositions with spirululina - WGFF: S: PSO = 0.91; WGFF: S: GSO = 1.02 and WGFF: S: FSO = 0.93; Shrot of pumpkin seeds in a composition with cystoseira and pectin-zosterine - PSSh: C: PZ: PSO = 0,98; PSSh: C: PZ: GSO = 1.07 and PSSh: C: PZ: FSO = 1.11. Thus, the compositions of shrot with algae additives have a better fat-binding ability than the shrots separately.

This can be explained by the increase in the composition of pectin substances, which have a more significant property to absorb fat than cellulose and hemicellulose. High dietary supplements fat-binding ability is a preface for better fat-binding during the formation of the meat, fish and flour foods structure.



Picture 5 – Technological scheme of obtaining the semi-finished product prepared for production "Dietary supplements hydrated": a) pumpkin seeds fiber (wheat germs) with spirulina; b) pumpkin seeds fiber (shrot) with pectin - zosterine and cystoseira; c) wheat germs fiber with pectin-zosterine; d) pumpkin seed shrot with a zostera; e) pumpkin seeds shrot of with pectin-zosterine; f) wheat germs with pectin-zosterine.

Fat-binding,
units



Picture 6 –The fat-binding ability of plant origin dietary supplements: WF (control) - wheat flour, WG – wheat germs, PSSh - pumpkin seeds shrot; C-cystoseira; S-spirulina; PZ - pectin-zosterine; PSO – pumpkin-seed oil; GSO – grape-seed oil; FSO – flax-seed oil

References

1. Pryskorene starinnya: mekhanizmy, diahnostryka, profilaktyka: Mat-ly nauk. - prakt. konf. z mizh nar. uchastyu (Chernivtsi, 10 zhovtnya 2009 r.) // Bukovyns'kyi med. visnyk. -2009. - 13, №4. – 291p.
2. Grigorov Yu.G. Sovremennoe sostoyanie problem gerodietetiki v Ukraine / Yu.G. Grigorov, S.G. Kozlovskaya, T.M. Semes'ko, L.L. Sineok // Prob. harchuvannya. — 2003. — № 1. — PP. 15-25.
3. Savenkova T. V. Konditers'kie izdeliya dlya gerodieticheskogo pitaniya / Savenkova T. V., Blagodatskih V. E., Duhu T. A., Shcherbakova N. A., Bashkirov O. I. // Pishchevaya promyshlennost', 2009. — №4. — PP.56-57.
4. Diet,nutrition and the prevention of chronic diseases. Report of a Joint WHO/FAO Expert Consultation / [електр. ресурс] (http://whqlibdoc.who.int/trs/WHO_TRS_916.pdf).
5. Domaretskyi V.A. Likvalno-profilaktychni vlastyvoli vynohradnykh vyn /V.A. Domaretskyi, S.P. Sholts (Kulykov) // Naukovi pratsi Natsionalnoho universytetu kharchovykh tekhnolohii. — 1993. — №1. / [електр. ресурс]: (<http://www.journal.nuft.edu.ua/index.php/swnuft.issue/archive>).
6. Gerontology: perspectives and issues / Janet M. Wilmonth, Kennet F. Ferraro, editors. — NY: Springer Publishing Company, LLC, 2013. — 350p.
7. Roche H.M.Molecular aspects of nutrition / Eds: M.J. Gibney, L.A. Macdonald, H.M. Poche. // Nutrition and metabolism— Oxford: Blackwell Publishing, 2003. — P. 6-29.
8. Semes'ko T.M. Osobennosti pitaniya dolgozhitelej Ukrainy / T. M. Semes'ko // Problemy stareniya i dolgoletiya, 2011. — T.20. — №2. — P.140-147.
9. Semes'ko T.M. Pitanie pri bolezni Parkinsona / T.M. Semes'ko, I.N. Karaban', YU.G. Grigorov // Problemy stareniya i dolgoletiya. — 2002. —№2. —PP.111-124.
10. Sbornik receptur myasnyh izdelij i kolbas / Sost. K.P. YUhnevich. — SPb., Gidrometeoizdat, 1998. — 322p

Авторский алфавитный указатель

- Ашкенова З.Н., Какимова Ж. Х., Утегенова А.О.**
Ферментные биосенсоры для определения хлорогенных пестицидов в молоке
Ashkenova Z.N., Kakimova J.H., Surname Fn.Sn.
Enzyme biosensors for determination of chlorogenic pesticides in milk 7
- Белецкий Э.В., Петренко Е.В.**
Особенности гидравлического расчета совокупности каналов трубопроводов холодильных и климатических систем
Beletskiy E.V., Petrenko O.V.
Features of hydraulic calculation of collectivity of channels of pipelines of refrigerating and climatic systems 10
- Данько В.П.**
Исследование зависимости гидродинамического режима работы теплообменных аппаратов абсорбционных систем жизнеобеспечения от концентрации абсорбента
Danko V.P.
Investigation of the dependence of the hydrodynamic mode of the heat and mass transfer apparatus absorption life support systems on the concentration of the absorbent 14
- Георгиев Е.В.**
Расчет средней температуры материала с учетом теплоотдачи с окружающей средой
Georgiiev E.V.
Calculation of the average temperature of the material with the account of heat treatment with the environment 18
- Фуркало С.В., Данько В.П.**
Анализ причин поломок холодильного оборудования на предприятиях торговли
Furkalo S.V., Danko V.P.
Analysis of the causes of failure of refrigeration equipment in the trade company 21
- Волчок В.А., Волчок Е.В.**
Источники тепловлажностного воздействия в воздушную среду консервных предприятий
Volchok V.A., Volchok H.V.
Sources of thermalhumidity receivableness in air environment of canning enterprises 24
- Цой А.П., Грановский А.С., Бараненко А.В., Цой Д.А.**
Разработка технико-экономической компьютерной модели системы ночного радиационного охлаждения
Tsoy A.P., Granovskiy A.S., Baranenko A.V.
Development of the techno-economic computer model of the night radiative cooling system 27
- Доценко Н.В., Подорога В.И.**
Криобработка как способ снижения гликемического индекса картофеля продуктов
Dotsenko N.V., Podoroga V.I.
Cryo processing as a way to reduce the glycemic index of potato products 32
- Волгушева Н.В., Бошкова И.Л.**
Изучение особенностей сушки зерна в микроволновом поле
Volgusheva N.V., Boshkova I.L.
Study of the features of drying grain in microwave field 38
- Ермоленко М.В., Степанова О.А., Акимов М.М.**
Исследование процесса замораживанияпельменей с растительными добавками
Yermolenko M.V., Stepanova O.A., Akimov M.M.
Investigation of the process of freezing pelmeni with vegetable additives 43

Жилинская Н.Т., Зайцев А.Г., Базарнова Ю.Г., Сафронова В.И., Сазонова А.Л. Молекулярно-генетическая паспортизация штаммов микроорганизмов сельскохозяйственного назначения после криоконсервирования Zhilinskaya N.T., Zaycev G.A., Bazarnova I.G., Safronova V.I., Sazonova A.L. Agricultural microorganism molecular-genetic certification after cryopreservation	48
Гайсин И.А., Исрафилов И.Х. Влияние теплового режима на показатели качества обжариваемых продуктов Gaysin I.A., Israfilov I.H. The influence of thermal regime on indicators of the quality of the foods being fried	54
Кузнецова Т.А., Иванова А. Р., Попова В. О., Иванченко О. Б. Влияние способов хранения на содержание в биомассе <i>lemna minor</i> пигментов Kuznetsova T.A., Ivanova A. R., Popova V. O., Ivanchenko O. B. The influence of conservation on content pigments in common duckweed	57
Какимов А.К., Муратбаев А.М., Жумадилова Г.А. Цели инкапсулирования Kakimov A.K., Muratbaev A.M., Zhumadilova G.A. Objectives of encapsulation	61
Сулин А.Б., Марченко А.С. Имитационное моделирование процесса выхода на режим термо-электрического воздухоохладителя в условиях образования инея Sulin A.B., Marchenko A.S. Simulation modeling of the process of entering the regime of a thermoelectric air cooler in the conditions of frost formation	63
Лапардин Н.И. Вязкость и давление кипения смесей хладагента r134a и смазочного масла iso 32 Lapardin N.I. Viscosity and vapor pressure of mixtures of refrigerant r134a with lubrication oil iso 22	68
Мартынова Н.М., Жанарбекова М.Ж., Арманова Н.А., Ермоленко М.В., Степанова О.А. Бинарный цикл с использованием озонобезопасных холодильных агентов Martynova N.M., Janarbekova M.J., Armanova N.A., Yermolenko M.V., Stepanova O.A. Binary cycle using ozone-friendly refrigerants	73
Малинина О.С., Касьянов А.В., Рабцун А.О. Анализ влияния параметров внешних источников на эффективность абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины Malinina O.S., Kasyanov A.V., Rabtsun A.O. The influence of parameters external sources on the efficiency of the absorption bromine lithium refrigerating machine	79
Морозюк Л.И., Грудка Б.Г. Возможности практической реализации абсорбционно-резорбционной холодильной машины в системах малой энергетики Morozyuk L.I., Hrudka B.H. Opportunities for practical implementation of absorption-rezorption refrigeration machine in the systems of small energy	82
Морозюк Л.И., Соколовская-Ефименко В.В., Гайдук С.В., Мошкатиук А.В. Исследование влияния осадений на наружной поверхности воздушного конденсатора Morozyuk L.I., Sokolovska-Yefymenko V.V., Gaiduk S.V., Moshkatuk A.V. Investigation of the effect of fouling on the external surface of air cooled condenser	89

- Носков А.Н., Сысоев С.В.**
Особенности применения теплового насоса воздух-вода
Noskov A.N., Syssoev S.V.
Peculiarities of application of heat pump air-water 98
- Маноли Т.А., Памбук С.А., Никитчина Т.И., Барышева Я.О., Никитчина А.А.**
Влияние температурных режимов хранения на органолептические показатели пресервов из быстро созревающих рыб
Manoli T.A., Pambuk S.A., Nikitchina T.I., Barysheva Y.O., Nikitchina A.A.
Influence of temperature storage regimes on organoleptic indicators of preserves from fast-maturing fish 103
- Муравейников С.С., Никитин А.А., Рябова Т.В.**
Применение гибридной системы теплоутилизации для модернизации существующих вентиляционных сетей
Muraveynikov S.S., Nikitin A.A., Ryabova T.V.
Application of hybrid heat recovery system for modernization of existing ventilation networks 109
- Петраш В.Д., Полунин Ю.М., Гераскина Э.А., Даниченко Н.В., Высоцкая М.В.**
Рациональные режимы регулирования системы тепло-хладоснабжения на основе интегрированной энергии холодной воды и воздушных потоков
Petrash V.D., Polunin Y.M., Geraskina E.A., Danichenko N.V., Vysotskaya M.V.
Rational regimes for regulating of the heat and cold supply system based on the integrated energy of cold water and air flows 114
- Кукушкин С.Г., Двирный В.В., Петяева Н.Н., Двирный Г.В., Ельфимова М.В.**
Испарительно-конденсационные системы охлаждения и развитие понятийного аппарата профессионального перевода
Kukushkin S.G., Dvirnyi V.V., Petyaeva N.N., Dvirnyi G.V., Elfimova M.V.
Evaporation-condensing systems of refrigeration and the professional translation conceptual construct development 118
- Поддубный Р.А., Сулин А.Б.**
Онлайн программы для расчета теплового комфорта
Poddubny R.A., Sulin A.B.
Online software for calculating thermal comfort 122
- Потапов В.А., Петренко Е.В., Семенюк Д.П.**
Проблемы и перспективы применения транскритических холодильных систем в Украине
Potapov V.O., Petrenko O.V., Semeniuk D.P.
Problems and prospects of application of transcritical refrigerating systems in Ukraine 126
- Потапов В.А., Семенюк Д.П., Романов О.О.**
Аналитическая модель доли вымороженной воды в пищевых продуктах
Potapov V.O., Semeniuk D.P., Romanov O.O.
The analytical model of ice fraction in foodstuffs 132
- Рябова Т.В., Сулин А.Б.**
Обобщенные зависимости для учета радиационного фактора теплового комфорта
Ryabova T.V., Sulin A.B.
Generalized dependencies for taking into account the radiation factor of thermal comfort 138
- Зайнашева А.Р., Саубанов Руз. Р., Звездин В.В., Исрафилов И.М.**
Исследование характеристик зондовым методом в высоковольтных установках электростатического копчения
Zainasheva A.R., SaubanovRuz. R., Zvezdin V.V., Israfilov I.M.
Research of characteristics by the probe method in high-voltage installations of electrostatic smoking 141

Крусир Г.В., Соколова В.И. Исследование биотехнологической переработки полимерной тары Krusir G.V., Sokolova V.I. Research of biotechnological processing of polymeric container	145
Круглов А.А., Тазитдинов Р.Р. Обзор моделей расчета процессов испарения капель в вакууме Kruglov A.A., Tazitdinov R.R. Review of models for calculation of evaporation processes drops in vacuum	147
Крусир Г.В., Скляр В.Ю. Анализ вторичных ресурсов плодоовощной промышленности Krusir G.V., Sklyar V.Y. Analysis of secondary resources of the fruit and vegetable industry	152
Татаренко Ю.В., Коровин А.В., Ивановский М.И., Сагайдак Н.С. Пути развития холодильной промышленности в Российской Федерации Tatarenko Yu.V., Korovin A.V., Ivanovsky M.I., Sagaidak N.S. Ways of development of refrigerating industry in Russian federation	159
Титлов А.С., Холодков А.О., Приймак В.Г. Моделирование тепловых режимов дефлегматора абсорбционного холодильного агрегата в составе комбинированного бытового прибора Titlov A.S., Kholodkov A.O., Priymak V.G. Simulation of the thermal regime of the reflux condenser absorption refrigeration units in a combination of household appliances	162
Титлов А.С., Сагала Т.А., Дьяченко Т.В., Артюх В.Н., Магурян Н.С. Анализ перспектив использования парожеткаторной и абсорбционной холодильных установок для охлаждения технологического газа и получения жидкого углеводородного топлива Titlov A.S., Sagala T.A., Dyachenko T.V., Artyukh V.N., Maguryan N.S. Analysis of prospects of the use steam jet and absorption chillers for cooling the process gas and extraction of liquid hydrocarbon fuels	170
Титлов А.С., Холодков А.О., Титлова О.А. Моделирование тепловых режимов подъемного участка дефлегматора абсорбционного холодильного агрегата Titlov A.S., Kholodkov A.O., Titlova O.A. Modeling of thermal regimes of lifting site deflagmator absorption refrigerating unit	179
Филькин Н.Ю., Боле Е.С., Коляда Е.А., Гусаков В.А. Анализ газодинамической эффективности газовых фильтров с коротким диффузором при работе в условиях завихренного потока Filkin N.Yu., Bole E.S., Kolyada E.A., Gusakov V.A. The analysis of gas dynamic efficiency of gas filters with short diffusor when operating in the conditions of the swirled flow	190
Фот А.Н., Максименко В.А. Методика экономически обоснованного расчета холодильной машины с узлом конденсации комбинированного охлаждения Fot A.N., Maksimenko W.A. Method of calculation of reasonable cost chiller node condensation combined cooling	195

- Чередниченко А.К.**
Оценка затрат энергии на привод установки подачи газа к двух топливным главным двигателям судов
Cherednichenko O.S.
The estimation of power consumption of gas preparation unit for marine dual-fuel propulsion engines 199
- Шалбаев К.К., Торгаев Р.А., Камзанов Н.С., Сунь Ю.**
Транспортировка продукции авторефрижераторами и перспективы ее развития
Shalbaev K.K., Torgaev R.A., Kamzanov N.S., Sun Yu.
Transportation of products by autorefrigerators and outlook of its development 201
- Шалбаев К.К., Торгаев Р.А., Кожатаев С.К., Чэнь Цань**
Транспортировка скоропортящихся продуктов питания авторефрижераторами
Shalbaev K.K., Torgaev R.A., Kozhataev S.K., Chen Can
Transportation of perishable food products by autorefrigerators 206
- Юша В.Л., Сухов Е.В., Бусаров С.С.**
Оценка эффективности парокомпрессионных холодильных машин с квази изотермическим сжатием природных хладагентов
Yusha V.L., Suxov E.V., Busarov S.S.
Estimation of the efficiency of vapor compression refrigerating machines with quasi-isothermal compression of natural refrigerants 210
- Шынгысов А.У., Хошимова Д., Джамалов А.Д., Омар М.А.**
Совершенствование метода расчета тепловлажных параметров камеры хранения плодовоовощной продукции
Shyngysov A.U., Khoshimova D., Dzhamalov A.D., Omar M.A.
Improvement of the method for calculating the heat and moisture parameters of the storage chamber for fruits and vegetables 215
- Ханжаров Н.С., Игамбеков Д.У., Абдижаппарова Б.Т., Турдикулов М.С.**
Об опыте хранения сельхозпродукции в овощехранилище ТОО Бирлик-4
Khanzharov N.S., Igambekov D.U., Abdizhapparova B.T., Turdikulov M.S.
About experience of storage of agricultural products in vegetable storehouse of Birlik-4 llp 219
- Дорошенко А.В., Антонова А.Р., Людницкий К.В., Гарх С.**
Сравнительный экологический анализ традиционных и альтернативных систем кондиционирования воздуха
Doroshenko A.V., Antonova A.R., Lyudnitskiy K.V., Garkh Saed
Comparative ecological analysis of traditional and alternative air conditioning systems 225
- Климашенко Р., Яковлева О.Ю., Остапенко А.В.**
Разработка энергоэффективной системы для охлаждения и отопления центров обработки данных с сокращением воздействия на окружающую среду
Klimashenko R., Yakovleva O.Y., Ostapenko A.V.
Energy-efficient system design for the data center cooling and heating with reducing environmental impact 234
- Свидло К.В., Дьяков А.Г., Павлюк И.Н.**
Исследование свойств композиций пищевых добавок растительного происхождения
Svidlo K.V., Dyakov A.G. Pavliuk I.M.
Investigation of plant origin dietetic supplements compositions properties 240

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 01.03.18. Подписано в печать 07.03.18.
Формат 60x84 1/18. Бумага офсетная. Печать RISO.
Объем 14,8 у.п.л. Тираж 50 экз. Заказ №1107

Отпечатано в издательском отделе АТУ
050012, г. Алматы, ул. Толе би, 100