

**ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ  
ҒЫЛЫМ ЖӘНЕ ЖОҒАРЫ БІЛІМ МИНИСТРЛІГІ  
АЛМАТЫ ТЕХНОЛОГИЯЛЫҚ УНИВЕРСИТЕТІ**

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН  
АЛМАТИНСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

**MINISTRY OF SCIENCE AND HIGHER EDUCATION  
OF THE REPUBLIC OF KAZAKHSTAN  
ALMATY TECHNOLOGICAL UNIVERSITY**

**«ҚАЗАҚСТАН-ТОҢАЗЫТУ 2022»  
XI ХАЛЫҚАРАЛЫҚ ҒЫЛЫМИ-ТЕХНИКАЛЫҚ  
КОНФЕРЕНЦИЯ БАЯНДАМАЛАРЫНЫҢ ЖИНАҒЫ  
23 қыркүйек 2022 жыл**

**СБОРНИК ДОКЛАДОВ XI МЕЖДУНАРОДНОЙ  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ  
«КАЗАХСТАН-ХОЛОД 2022»  
23 сентября 2022 года**

**PROCEEDINGS OF XI INTERNATIONAL  
SCIENTIFIC AND TECHNICAL CONFERENCE  
«KAZAKHSTAN-REFRIGERATION 2022»  
September 23, 2022**

Алматы, 2022

УДК 542.45  
ББК 31.39  
Қ 18

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

**Редакционная коллегия**

Цой А.П., Грановский А.С., Мухтарханова Р.Б. (ответ. секретарь).

**XI МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ «КАЗАХСТАН-ХОЛОД 2022»**

**Қазақстан-Тоңазыту 2022:** халықар. ғыл. техн. конф. баяндамаларының жинағы (23 қыркүйек 2022 жыл) = **Kazakhstan-Refrigeration 2022:** Proceeding of the Conference (September 23, 2022) = **Қазақстан-Холод 2022:** Сб. докл. межд. науч-техн. конф (23 сентября 2022 г.). – Алматы: АТУ, 2022. – 133 б., казахский, русский, английский.

ISBN 978-601-263-618-5

На конференции обсуждалось повышение эффективности систем холодоснабжения и кондиционирования воздуха, практика применения экологически безопасных холодильных агентов, опыт внедрения технологий хранения и переработки пищевых продуктов.

В докладах из Казахстана, России, Узбекистана, Украины представлены результаты научных исследований, посвященных вопросам совершенствования компрессоров, теплообменных аппаратов, систем автоматизации, схемных решений холодильных установок, технологий холодильного хранения и переработки пищевых продуктов, а также результаты исследований тепло- и массообменных процессов в холодильной технике и свойств холодильных агентов.

Сборник рассчитан на специалистов и ученых, работающих в областях холодильной техники, пищевой, химической и нефтегазовой промышленности, а также на специалистов систем кондиционирования воздуха и жизнеобеспечения.

The conference discussed improving the efficiency of refrigeration and air conditioning systems, the practice of using environmentally friendly refrigerants, the experience of implementing food storage and processing technologies.

The reports from Kazakhstan, Russia, Uzbekistan, Ukraine presented the results of scientific research of the improvement of compressors, heat exchangers, automation systems, schemes of refrigeration units, refrigeration storage and food processing technologies, as well as the results of studies of heat and mass transfer processes in refrigeration and properties of refrigerants.

The Proceedings is intended for specialists and scientists working in the fields of refrigeration, food, chemical, oil and gas industries, as well as for specialists in air conditioning and life support systems.

УДК 542.45  
ББК 31.39

ISBN 978-601-263-618-5

©АТУ, 2022

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>Секция 1</b>	<i>«Эффективные системы хладоснабжения и кондиционирования воздуха».....</i>	4
<b>Секция 2</b>	<i>«Холодильные технологии хранения и переработки пищевых продуктов, применение экологически безопасных хладагентов».....</i>	78
	<b>Алфавитный указатель.....</b>	132

# *СЕКЦИЯ 1*

*«Эффективные системы хладоснабжения  
и кондиционирования воздуха»*

## ЭЛЕМЕНТЫ ДОПОЛНЕННОЙ РЕАЛЬНОСТИ ПРИ ИЗУЧЕНИИ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

*Асамбаев А.Ж.<sup>1а</sup>, канд. тех. наук, доцент, Асамбаев А.А.<sup>2б</sup>*

*1 – Павлодарский педагогический университет, Казахстан, 140000, Павлодар, ул. Мира, 60*

*2 – Областной многопрофильный лицей интернат одаренных детей,  
Казахстан, 140000, Павлодар, ул. Катаева, 63*

*E-mail: a – asen134@mail.ru; b – vip.alisher.1998@mail.ru*

### **Аннотация**

В статье показана возможность использования технологии дополненной реальности при обучении специалистов холодильной техники.

## ELEMENTS OF AUGMENTED REALITY WHEN STUDYING REFRIGERATION TECHNOLOGY

*Asambayev A.Zh.<sup>1a</sup>, Cand. Tech. Sc., Associate Professor Asambayev A.A.<sup>2b</sup>*

*1 – Pavlodar Pedagogical University, Kazakhstan, 140000, Pavlodar, Mir street, 60*

*2 – Regional multidisciplinary Boarding school for gifted children, Kazakhstan,  
140000, Pavlodar, Kataev street, 63*

*E-mail: a – asen134@mail.ru; b – vip.alisher.1998@mail.ru*

### **Abstract**

The article shows the possibility of using augmented reality technology in the training of refrigeration specialists.

### **Введение**

В настоящее время система образования Республики Казахстан претерпевает очередные обновления. Подготовка специалистов ориентирована на работу в условиях цифровизации всех сторон жизни.

Студенты широко используют различные гаджеты и это позволяет расширить возможности образовательных технологий за счет визуализации и виртуализации учебного процесса.

Одно из перспективных направлений связано с использованием технологии дополненной реальности (AR технологии).

Интерес к использованию технологии дополненной реальности в современном обществе обусловлен рядом факторов, характеризующих уровень развития аппаратно-программного обеспечения и условия использования технологии [1]:

1. Развитие аппаратно-программного обеспечения мобильных телефонов, как составляющей AR технологии, приводит к повышению интереса к технологии и широкому использованию среди пользователей мобильных телефонов. Это способствует развитию персонализированных моделей обучения.

2. Комфортные условия использования технологии без привязки к громоздкому оборудованию и отсутствие зависимости от специализированного аппаратно-программного комплекса способствуют созданию адаптированных условий использования продуктов и мобильных приложений с элементами дополненной реальности в различных условиях реальной среды.

### **Объекты и методы исследования**

Дополненная реальность – это новая интерактивная технология, которая позволяет накладывать компьютерную графику или текстовую информацию на объекты реального времени, это совмещение на экране двух независимых пространств: реальных объектов вокруг человека и виртуального мира, созданного на компьютере [2].

Дополненную реальность можно рассматривать как среду с прямым или косвенным дополнением физического мира цифровыми данными в режиме реального времени при помощи компьютерных устройств – планшетов, смартфонов и инновационных гаджетов, а также программного обеспечения к ним.

Новые технологии предполагают наличие новых компетенций, обязательных для образованного человека. Если классическое образование опиралось прежде всего на эрудицию, набор знаний,

хранимых человеческой памятью, то теперь важно уметь пользоваться технологиями, которые позволяют необходимую информацию найти, причем чем быстрее, тем лучше, и приложения с дополненной реальностью в этом контексте выглядят особенно перспективно [3].

AR технологии позволяют обучающимся управлять объектами дополненной реальности, перемещать их, поворачивать, изменять масштаб, рассматривать с разных сторон — это дает большой импульс к развитию пространственного мышления, позволяет воспринять изучаемый предмет полнее и глубже, повышая уровень познания [4].

Визуализированная виртуальная информация синхронизируется с реальным пространством и временем, за счет чего создается полное погружение в дополненную реальность, а значит активизируется восприятие обучающего материала. Появляется возможность увидеть в мельчайших подробностях памятники архитектуры и зодчества, музейные экспонаты, посмотреть и изучить географические объекты, их рельеф, особенности строения и т.п., провести физические или химические опыты, которые в реальных условиях не всегда осуществимы, а также рассмотреть с разных сторон геометрические пространственные объекты при решении задач по стереометрии и т.п.

Задача педагога привить обучающемуся интерес к предмету, желание получать новые знания, углубляя уже имеющиеся. Достижению этой цели может помочь технология дополненной реальности. Она позволит заинтересовать, раскрыть творческий потенциал, мотивировать к самостоятельным действиям и самообучению.

### **Результаты и их обсуждение**

Авторами было разработано мобильное приложение, которое использует технологию дополненной реальности, чтобы оживлять страницы учебного пособия. Для идентификации различных объектов из окружающего пространства применяется камера смартфона или планшета, в дальнейшем эти объекты транслируются на экране устройства с наложенным поверх 2D и 3D моделями, видео, картинками, фотографиями или другими файлами, называемыми аурами.

Приложение дополненной реальности было создано на платформе Unity с применением технологии Vuforia.

Принцип работы мобильного приложения заключается в следующем:

- камера «видит» в реальном мире визуальный идентификатор – метку дополненной реальности, и передает информацию о метке в компьютер или на мобильное устройство;
- программа «привязывает» к метке виртуальный объект дополненной реальности и выводит его на экран устройства.

Например, при изучении принципа работы компрессорной холодильной машины студенты видят плоскую схему (рис. 1), которая несет только минимальный объем информации.



Рисунок 1 – Схема компрессорной холодильной машины

Однако используя технологию дополненной реальности можно ознакомиться с реальными конструкциями элементов холодильной машины (рис. 2).



Рисунок 2 – Использование технологии дополненной реальности для визуализации схемы холодильной машины

### Заклучение

Таким образом, внедрение технологии дополненной реальности (AR) может привести к повышению качества обучения за счет мотивации студентов к самообучению, повышения интереса аудитории к изучаемому материалу, развития стремления к использованию современных интерактивных технических возможностей и технологий, замены пособий и лабораторного оборудования мультимедийными компьютерными моделями.

Область приложения технологии дополненной реальности в образовательной сфере ориентирована на создание эффективных механизмов организации образовательного пространства, проектирование дополнительных визуальных стимулов для наглядного восприятия и понимания учебного материала, активизацию познавательной деятельности за счет расширения потенциала интерактивного взаимодействия «человек – мобильное устройство».

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жигалова, О.П., Толстомятов, А.В. Использование технологии дополненной реальности в образовательной сфере // Балтийский гуманитарный журнал. – 2019. – Т. 8. – № 2(27). – С.43–46.
2. Кравченко, Ю.А., Лежебоков, А.А., Пашенко, С.В. Особенности использования технологии дополненной реальности для поддержки образовательных процессов // Открытое образование. – №3. – 2014. – С.49–54.
3. Дополненная реальность для бизнеса, образования, культуры. – URL: <http://evtoolbox.ru/techology/ar/> [дата обращения 14.03.2022].
4. Зайцевская, Л.С. Дополненная реальность в образовании. – URL: <http://tofar.ru/dopolnennaya-realnost-v-obrazovanii.php> [дата обращения 14.03.2022].

УДК 621.565.9

## ИССЛЕДОВАНИЕ КАСКАДНЫХ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН С ЭФФЕКТИВНЫМИ ИСПАРИТЕЛЯМИ-КОНДЕНСАТОРАМИ

*Каримов К.Ф.<sup>а</sup>, докт. тех. наук, доцент, Нурматов Т.Б.<sup>б</sup>, старший преподаватель  
Ташкентский государственный технический университет, Узбекистан, 100095,  
г. Ташкент, улица Университетская, дом 2  
E-mail: а – kudrat\_kf@list.ru; б – t.nurmatovphd@gmail.com*

### Аннотация

Исследован испаритель-конденсатор пароконденсационной однокаскадной холодильной машины. Испаритель-конденсатор изготовлен в нескольких вариантах: с гладкими трубами и накатанными трубами. Определено влияние аппарата на эффективность холодильной машины. В качестве холодильного агента использованы индивидуальные углеводородные газы, смесь углеводородных газов.

# STUDY OF CASCADE VAPOR COMPRESSION REFRIGERATORS WITH EFFICIENT EVAPORATOR-CONDENSERS

Karimov K.F.<sup>a</sup>, Doct. Tech. Sc., docent, Nurmatov T.B.<sup>b</sup>, Senior Lecturer  
Tashkent state technical university, Uzbekistan, 100095, Tashkent city, University str., 2  
E-mail: a – kudrat\_kf@list.ru; b – t.nurmatovphd@gmail.com

## Abstract

The evaporator-condenser of a vapor-compression single-stage refrigeration machine has been studied. The evaporator-condenser is made in several versions: with smooth pipes and knurled pipes. The influence of the apparatus on the efficiency of the refrigerating machine is determined. Individual hydrocarbon gases, a mixture of hydrocarbon gases, were used as a refrigerant.

## Введение

Выбор цикла паровой холодильной машины зависит, прежде всего, от температуры источника низкой температуры и от температуры окружающей среды. Существенное влияние на цикл оказывают тип компрессора и теплообменных аппаратов, рабочее вещество и схема холодильной машины. Влияние испарителя-конденсатора на работу каскадных холодильных машин изучено сравнительно мало.

## Объекты и методы исследования

Исследование холодильных машин проводилось с конденсаторами, имеющими гладкие и накатанные трубы. Температурный режим проведения исследования:  $T_o = 213 \div 233$  К;  $T_k^H = 258 \div 278$  К;  $T_o^6 = 253 \div 271$  К;  $T_k = 303 \div 313$  К;  $T_k^H T_o^6 = 5 \div 10$  К. Режим давления:  $\frac{P_k^H}{P_o^H} = 3,04 \div 5,14$ ;

$\frac{P_k^6}{P_o^6} = 3,28 \div 5,39$ . Исследовались четыре варианта труб [1]:

труба № 1	гладкая труба
труба № 2	$t/D = 0,4$ ; $d/D = 0,876$
труба № 3	$t/D = 0,4$ ; $d/D = 0,91$
труба № 4	$t/D = 0,4$ ; $d/D = 0,945$ .

В каскадной холодильной машине использовалось два рабочих вещества. Одно из них – рабочее вещество высокого давления (низкотемпературное рабочее вещество) – этан (R170). Это связано с тем, что теоретический объем компрессора, работающего при низком давлении, значительно больше, чем у компрессора, работающего при более высоком давлении. Чем ниже давление, тем больше отношение давлений компрессоров, что приводит к росту капитальных затрат, повышает мощность трения компрессора. Кроме того, при понижении давления всасывания газодинамические потери в клапанах становятся соизмеримы с работой сжатия компрессора. Это также ухудшает энергетическую эффективность холодильной машины.

Другое рабочее вещество – трехкомпонентная смесь низкого давления (высокотемпературное рабочее вещество), рассмотренное в главе 3 [2]. Смесь R290/R600a/R600 была предложена альтернативой озоноразрушающему R12 [3]. Эта неазеотропная смесь R290/R600a/R600 гомогенна, для которой характерны процессы кипения и конденсации, происходящие при плавном изменении температуры. Жидкость при этом не расслаивается и также плавно изменяет свой состав.

Для сравнения характеристик холодильных машин в качестве рабочего вещества верхней ветви был использован пропан (R290). Индивидуальное вещество R290 позволило показать влияние неизотермичности процессов конденсации и кипения смеси R290/R600a/R600.

## Результаты и их обсуждение

В проведенных условиях исследования каскадной холодильной машины (табл. 4.1÷4.6 [2]) характеристики испарителя-конденсатора изменялись в диапазонах  $q_{ук} = 348 \div 406$  кДж/кг;  $k = 0,83 \div 1,81$  кВт/(м<sup>2</sup>·К);  $\theta = 5 \div 10$  °С.

Как видно из рис.1, увеличение тепловой нагрузки на испаритель-конденсатор приведет к росту коэффициента теплопередачи при одинаковых условиях работы. Это справедливо для всех исследованных вариантов труб.

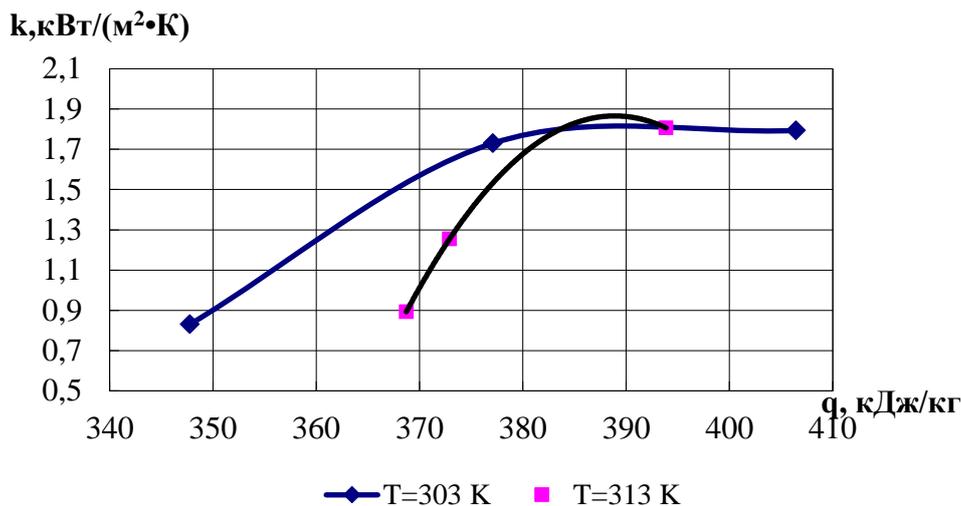


Рисунок 1 – Зависимость теплопередачи от тепловой нагрузки на испаритель-конденсатор

Имеющиеся в настоящее время результаты испытаний испарителей-конденсаторов крайне ограничены. Г.А. Вихорев, исследовавший в ОТИХПе работу каскадной машины, получил коэффициент теплопередачи КДИ  $0,175 \div 0,205$  кВт/(м<sup>2</sup>·К). Проведенные на заводе «Компрессор» испытания каскадной машины ФКМ 25-90А показали, что для КДИ-105 при  $\theta = 8$  °С  $k = 0,23$  кВт/(м<sup>2</sup>·К). При работе низкотемпературной каскадной установки на эффективность КДИ значительно влияет присутствие неконденсирующихся примесей, содержащихся в агенте нижнего каскада. Нам не известны экспериментальные данные о коэффициентах теплоотдачи при конденсации R13 внутри труб для условий, соответствующих работе КДИ. По данным Н.С. Зайнулиной, в техническом R13 содержится до 2% по объему R14, не конденсирующегося в условиях работы КДИ, что приводит к снижению коэффициентов теплоотдачи более чем в 2 раза относительно значений для очищенного R13 (с концентрацией R14 менее 0,1%).

Полученные нами данные, по-видимому, удовлетворительно согласуются с данными других исследователей. Малые коэффициенты теплопередачи в упомянутых работах объясняются более низкими температурными режимами.

Замена эталонных поверхностей теплообмена поверхностями № 1÷4 приводит к процессам, упомянутым в разделах 3.3, 4.1 и 4.2 [2]: кипение на интенсифицированной поверхности не сопровождается ростом коэффициента теплоотдачи ( $\alpha_{2l}^{исн} = \alpha^{исн}$ ), а конденсация – наоборот (например, для труб  $\alpha^к / \alpha_{2l}^к = 2$ ).

По зависимостям [4; 5]

$$k_{2l} = \frac{1}{1/\alpha_{2l}^к + \delta/\lambda + 1/\alpha_{2l}^{исн}}, \quad (1)$$

$$k = \frac{1}{1/\alpha^к + \delta/\lambda + 1/\alpha^{исн}}. \quad (2)$$

находим

$$\frac{k}{k_{2l}} = 1,21. \quad (3)$$

При одинаковых площадях поверхности теплообмена рост теплопередачи приведет согласно (4.9 [2]) к уменьшению  $\theta_m$

$$\frac{\theta_m}{\theta_m^{2l}} = \frac{k_{2l}}{k}. \quad (4)$$

Из (4) находим

$$\theta_m = 0,8264 \cdot \theta_m^{2l}. \quad (5)$$

При  $\theta_m^{2l} = 5$  °С

$$\theta_m = 4,132 \text{ }^\circ\text{C} \quad (6)$$

Уменьшение  $\theta_m$  приводит к уменьшению  $t_k^H$ . Например,

$$\Delta t = t_o^B - t_k^H = -30 - (-25) = -5 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow t_k^H = t_o^B + \theta_m = -30 + 4,132 = -25,868 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Изменение  $\Delta t$  в зависимости от свойств хладагента по-разному влияет на работу холодильной машины: может и уменьшить холодильный коэффициент, может его и увеличить. В условиях наших исследований  $\varepsilon$  практически не изменился при  $\Delta t = \text{var}$  (рис.2).

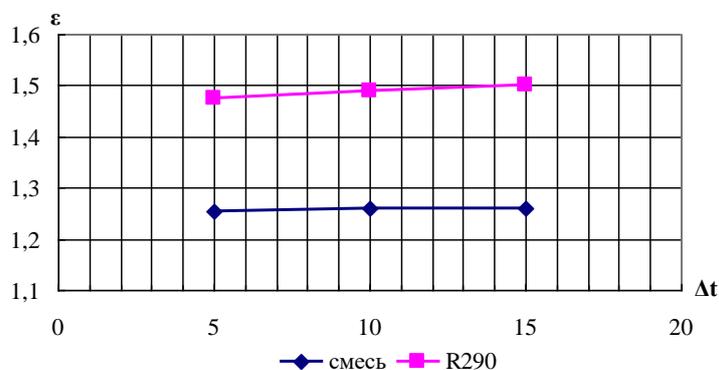


Рисунок 2 – Влияние  $\Delta t$  на эффективность холодильной машины

### Заклучение

Исследованы испарители-конденсаторы с различными теплообменными поверхностями, редко выполняемые в своем роде. В условиях проведения исследования влияние неизотермичности смеси на тепловую нагрузку составлял  $\sim 5\%$ , на эффективность машины  $\sim 3\%$ . При равных условиях холодильный коэффициент каскадной машины на чистом пропане больше, чем на смеси. С ростом температуры кипения повышается  $\varepsilon$ . Наиболее эффективна машина с трубами  $d/D = 0,945$  в испарителе.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Каримов, К.Ф. и др. Критерий эффективности теплообменных аппаратов / К.Ф. Каримов, Д.Х. Азизов, А.С. Карабаев, О.Х. Нурмухамедов // Труды XVI международной научной конференции «Математические методы в технике и технологиях». – Ростов-на-Дону, 2003. – С.24–25.
2. Каримов, К.Ф. Совершенствование теплообменных аппаратов и машин холодильной техники: дис. ... д-ра техн. наук. – Ташкент: ТашГТУ, 2016.
3. Пат. №1 АР 03219 Республика Узбекистан, МПК 8С 09 К 500. Смесь углеводородных хладагентов / А.Муминов, С. Г. Закиров, Е.И. Шварцман. – заявл. 30.07.2002.
4. Чумак, И.Г. и др. Холодильные установки / И.Г. Чумак, В.П. Чепурненко, С.Ю. Ларьяновский. – М.: Агропромиздат. 1991. – 495 с.
5. Калинин, Э.К., Дрейцер, Г.А., Ярхо, С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. – М.: Машиностроение, 1990. – 208 с.

УДК 697.97

### АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ АДАПТИВНОГО ТИПА

*Кропис Ю.Н.<sup>а</sup>, аспирант, Сулин А.Б.<sup>б</sup>, докт. тех. наук, профессор  
 Университет ИТМО, Россия, 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский проспект, 49  
 E-mail: a – ulyashka95@yandex.ru, b – miconta@rambler.ru*

### Аннотация

Целью настоящего исследования является оценка качества воздуха в помещении и эффективности вентиляции, работающей на основе принципа адаптивного регулирования микроклимата. В

работе представлен алгоритм регулирования и его верификация с помощью CFD модели. Предложена конфигурация адаптивной системы регулирования микроклимата. Приведены результаты экспериментальных исследований опытного образца «умного» клапана, а именно, – уровень индекса теплового комфорта PMV, уровень концентрации углекислого газа ниже критического значения, повышение энергоэффективности системы более чем на 25%.

## THE EFFICIENCY ANALYSIS OF THE ADAPTIVE TYPE VENTILATION SYSTEM

*Kropis I.N.<sup>a</sup>, Ph.D Student, Sulin A.B.<sup>b</sup>, Dr. Tech. Sc., Professor  
ITMO University, Russia, 197101, St. Petersburg, Kronverski Prospekt, 49  
E-mail: a – ulyashka95@yandex.ru, b – miconta@rambler.ru*

### Abstract

The study purpose is to evaluate indoor air quality and ventilation efficiency based on the proposed adaptive climate control technology. The paper presents an algorithm for functional regulation and its verification using the CFD model. An adaptive microclimate control system configuration is proposed. The experiment results on preliminary testing of a "smart" valve prototype are presented: the thermal comfort index level at the comfort level of class A rooms, the carbon dioxide concentration is below the critical value, and a reduction in energy consumption by more than 25%.

### Введение

Согласно мировым тенденциям при проектировании или реконструкции зданий особое внимание уделяется снижению энергопотребления системами жизнеобеспечения. По последним оценкам примерно 38 % от общего потребления энергии приходится на здания. Из этого общего потребления энергии 25 % потребляется жилыми и 13 % нежилыми зданиями. В нежилых зданиях конечное использование энергии для систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха составляет 50 % [1].

В процессе решения задачи снижения энергопотребления минимизируется потребность зданий в использовании систем отопления. Это достигается за счет увеличения толщины изоляции и воздухонепроницаемости оболочки здания [2]. Дальнейшее снижение энергопотребления может быть достигнуто за счет оптимизации систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

В своей работе Seppänen показал, что одной из мер по повышению энергоэффективности систем поддержания микроклимата является внедрение систем вентиляции с регулированием по потребности (DCV) [3]. DCV автоматически адаптируют расход воздуха в соответствии с фактической потребностью в вентиляции, характеризуемой, например, наличием людей или концентрацией углекислого газа (CO<sub>2</sub>) в обслуживаемой зоне. Благодаря данной технологии регулирования требуется меньше энергии для работы вентилятора и агрегатов для нагрева или охлаждения приточного воздуха [4].

Stein, Zhou и Cheng [5] показали с помощью измерений воздушного потока в жаркий и холодный периоды в трех разных районах одного региона, что влияние регулирования потребности является значительным для полностью воздушных систем. Экономия на вентиляторах составила 51–62 %. В результате внедрение DCV привело к ожидаемой экономии в размере 25 % по потреблению электроэнергии. Sun, Wang и Ma [6] внедрили адаптивную систему DCV на основе CO<sub>2</sub> в многозонном офисном здании. Экономия энергопотребления вентиляторов, достигнутая при использовании данной стратегии, составила не менее 52 % по сравнению с системой постоянного объема воздуха.

Помимо влияния применения систем DCV на уровень энергопотребления важным аспектом является поддержания требуемого уровня качества воздуха в помещении. В своей работе Seppänen, Fisk и Lei [7] объединили результаты девяти исследований и пришли к выводу, что увеличение скорости воздушного потока влияет на производительность труда. Соответственно, качество воздуха влияет не только на комфорт и здоровье, но и на эффективность трудовой деятельности.

Ahmed провел одно из немногих исследований, объединяющих энергосбережение и влияние DCV на качество воздуха в помещении [8]. Результаты измерения концентрации CO<sub>2</sub> внутри благоустроенного офиса показали хороший уровень качества воздуха в помещении с концентрацией ниже 900 ppm в рабочие часы. Однако, поскольку DCV работает не только с проектным расходом воздуха, это может повлиять на распределение воздуха внутри помещения. При уменьшении расхода свежий приточный воздух может не охватывать всю рабочую зону. Fisk измерил пространственную изменчивость концентрации CO<sub>2</sub> в занятых конференц-залах с помощью DCV [9]. В заполненном конференц-зале концентрация CO<sub>2</sub> колебалась для разных точек измерения примерно до 300 ppm и существенно изменялась во времени. Измерения эффективности вентиляции в благоустроенном офисе

с DCV, проведенные Rey Martínez показали значения от 0,55 до 0,66 [10]. На эффективность влиял приточный воздух, который смешивался с вытяжным воздухом, что приводило к более высокой концентрации  $\text{CO}_2$  на притоке.

Предыдущие исследования были сосредоточены в первую очередь на снижении энергопотребления, тогда как целью вентиляции является обеспечение качества воздуха в помещении. Цель настоящего исследования заключается в разработке технологии адаптивного регулирования микроклимата способного поддерживать требуемые параметры качества воздуха в помещении при повышении эффективности вентиляции.

#### **Объекты и методы исследования**

В процессе проведения исследования были изучены принцип работы, достоинства и недостатки уже существующих DCV систем. Одним из существенных недостатков, присущих всем DCV системам, - расположение точек измерения ключевых параметров на стенах внутри помещения. Такое местоположение датчиков объясняется простотой монтажа и анализа информации, получаемой с них. Однако данные системы не делают поправок на образование застойных зон, что приводит к серьезным ошибкам при обработке информации и, соответственно, - к не оптимальному регулированию.

С целью проверки выдвинутой выше гипотезы рассмотрена учебная аудитория Университета ИТМО. Для данного помещения было выполнено Computational Fluid Dynamic (CFD) моделирование, с помощью которого оценивалось распределение температурного поля и концентрации  $\text{CO}_2$  внутри помещения. CFD моделирование подтвердило выдвинутое предположение об образовании застойных зон вдоль стен. В связи с этим было принято решение о разработке новой технологии системы адаптивного регулирования параметров микроклимата, при условии расположения датчиков вне помещения, а именно предложено интегрировать их в конструкцию «умного» клапана, описанного далее. Результаты моделирования приведены на рисунке 1.

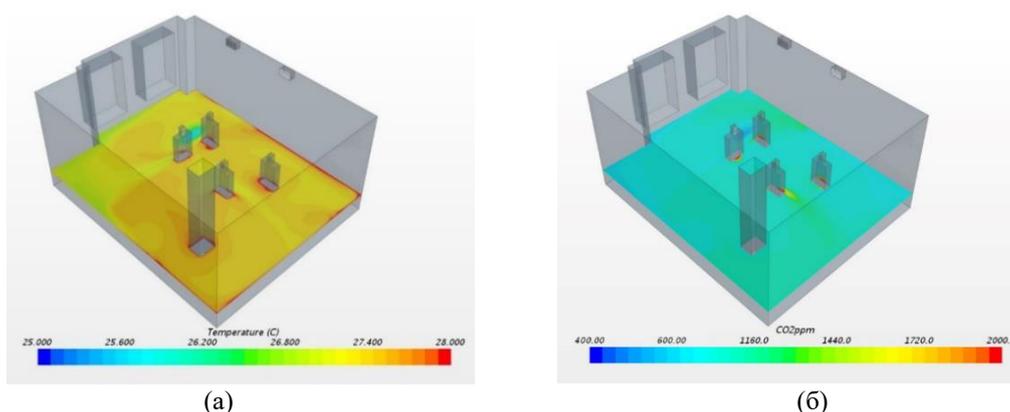


Рисунок 1 – CFD моделирование учебной аудитории Университета ИТМО:  
а – распределение температурного поля, б – распределение концентрации  $\text{CO}_2$

Для осуществления работы предложенной системы разработан алгоритм ее функционирования. Входными параметрами для требуемого регулирования являются сигналы датчиков температур приточного и вытяжного воздуха, датчика концентрации  $\text{CO}_2$  в вытяжном воздухе, состояние нагревателя и охладителя. На основе анализа направленности и интенсивности изменения температуры и концентрации  $\text{CO}_2$  в вытяжном воздуховоде и разности температур на притоке и вытяжке построен принцип принятия решения на срабатывание исполнительных механизмов системы. Блок-схема разработанного алгоритма приведена на рисунке 2.

Данная технология позволяет не только определить оптимальные параметры воздуха, подаваемого в помещение, режимы работы нагревателей и охладителей, но и определить источник изменений состояния микроклимата, что напрямую влияет на необходимость обработки воздуха в данном помещении в целом. Благодаря этому возможно определение необходимого количества воздуха, снижение расхода которого напрямую влияет на энергоэффективность системы.

Адаптивная система регулирования микроклимата, разработанная на основе новой технологии сбора и обработки ключевых параметров воздушной среды в помещении, состоит из двух элементов, встраиваемых в распределенную сеть воздухопроводов на участках входа и выхода из помещения, и блока управления. Узел, расположенный на выходе, является «умным» клапаном, оснащенным воздушным клапаном, датчиками температуры, влажности и концентрации  $\text{CO}_2$ . Приточный узел оснащен

регулируемой диафрагмой и датчиком расхода воздуха. Поскольку характеристики воздуха, подаваемого в помещение для всей централизованной системы одинаковы, сравнение производится на основании показателей, измеренных на выходе воздуха из помещения, а для контроля параметров притока достаточно установить один комплект датчиков, расположенный на выходе из вентиляционного агрегата.

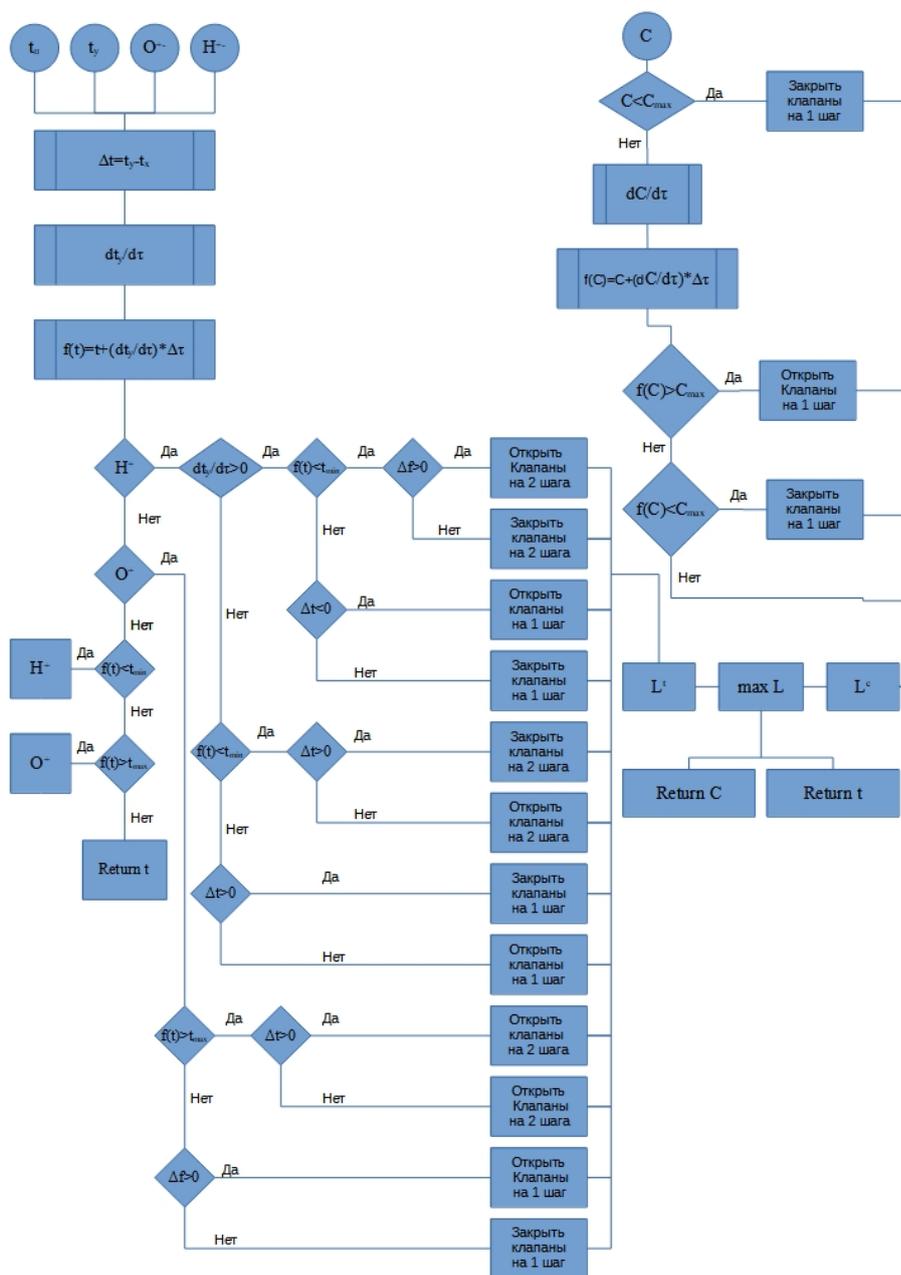


Рисунок 2 – Блок-схема алгоритма адаптивного регулирования

**Результаты и их обсуждение**

Перед конструированием опытного образца «умного» клапана адаптивной системы регулирования микроклимата был проведен комплекс исследований по верификации работоспособности CFD модели учебной аудитории Университета ИТМО и разработанного алгоритма функционирования.

Для проведения проверки работоспособности CFD модели был проведен комплекс мероприятий, включающий в себя реальный и виртуальный эксперименты. Во время реального эксперимента измерялось изменение уровня концентрации CO<sub>2</sub> внутри учебной аудитории в течение длительного времени. Затем был проведен виртуальный эксперимент, в процессе которого фиксировались изменения уровня концентрации CO<sub>2</sub> при тех же нагрузках и интервалах времени что и во время реального эксперимента. Результат верификации CFD модели представлен на рисунке 3.

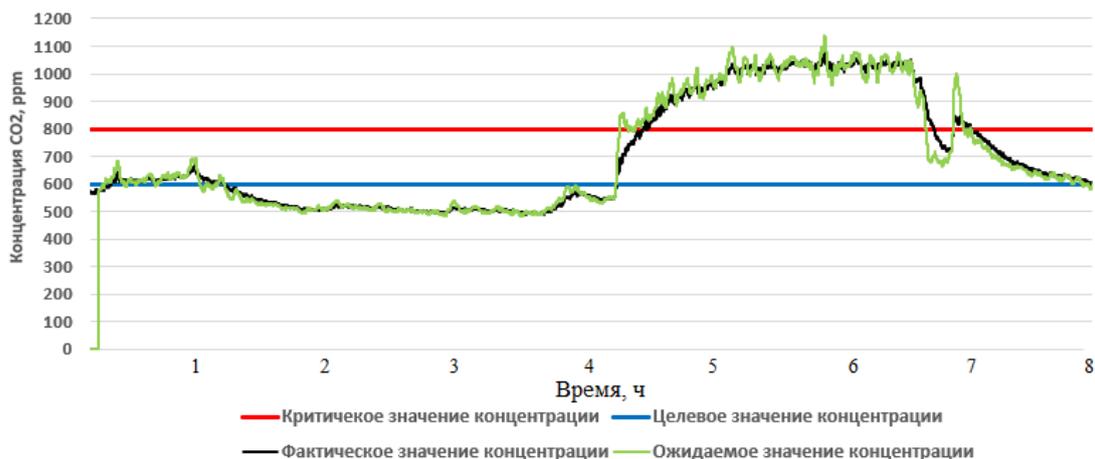


Рисунок 3 – Верификация CFD модели учебной аудитории Университета ИТМО

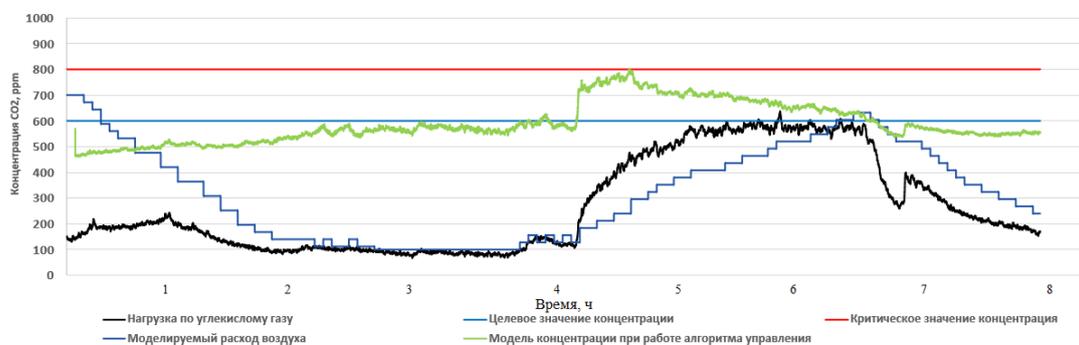


Рисунок 4 – Функциональные показатели функционирования адаптивной системы регулирования микроклимата

Представленный выше график подтверждает работоспособность разработанной CFD модели и позволяет на ее основании проводить верификацию алгоритма функционирования адаптивной системы регулирования микроклимата. Результаты измерений представлены на рисунке 4.

В ходе эксперимента было отмечено, что при адаптивном регулировании расхода воздуха уровень концентрации внутри помещения в течение длительного периода времени не превышал установленного критического значения 800 ppm. Данный результат позволяет заявить об успешной верификации разработанного алгоритма.

На основе описанного выше алгоритма и конфигурации адаптивной системы регулирования микроклимата собран опытный образец «умного» клапана. Данное устройство было установлено в существующую систему вентиляции рассматриваемой ранее учебной аудитории Университета ИТМО с целью проведения предварительных испытаний. В ходе испытаний с помощью прибора измерения параметров микроклимата Testo 480 измерены показатели теплового комфорта внутри помещения. Значения индекса комфорта PMV колебались в течение времени в пределах, соответствующих уровню комфорта помещений класса А, согласно стандарту ГОСТ Р ИСО 7730-2009. Результаты измерений приведены в таблице 1 для людей в обслуживаемой зоне с разной степенью теплоизоляции одежды (clo) для уровня метаболизма (met), соответствующего сидячему режиму работы.

Помимо этого, проведено три эксперимента, в которых фиксировались значения изменения уровня концентрации  $CO_2$  в зависимости от количества людей в помещении и значение электропотребления в зависимости от расхода воздуха. Результаты измерений и приведены на рисунках 5 и 6, соответственно.

Таблица 1 – Экспериментальные значения параметров теплового комфорта

Параметры		1,0 clo, 1,0 met	1,05 clo, 1,0 met	1,1 clo, 1,0 met
Температура окружающей среды, $T_{окр\ ср}$	°С	24,5	24,4	24,3
Относительная влажность воздуха, $\phi$	%	19,7	20,0	20,2
Подвижность воздуха, $v$	м/с	0,01	0,00	0,10
Индекс теплового комфорта PMV	балл	+0,04	+0,09	+0,1
Индекс теплового комфорта PPD	%	5,0	5,2	5,2

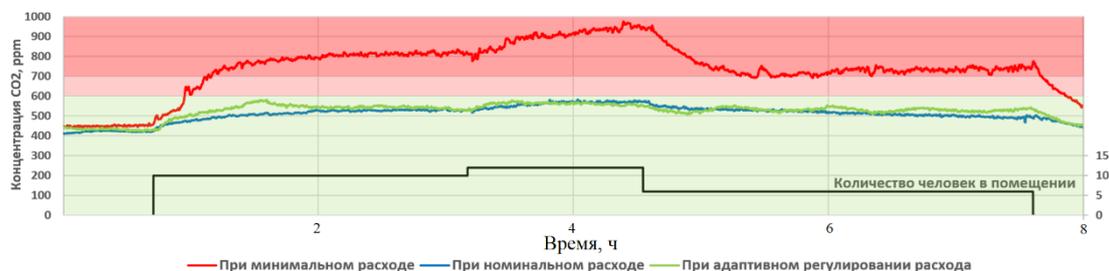


Рисунок 5 – Уровень концентрации углекислого газа в помещении

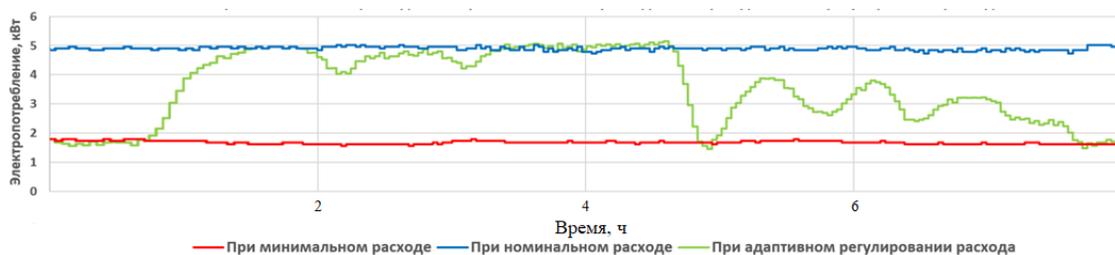


Рисунок 6 – Электропотребление системы вентиляции в зависимости от расхода воздуха

Эксперименты показали, что использование адаптивной системы регулирования микроклимата позволяет поддерживать требуемый уровень теплового комфорта, нормируемый уровень содержания CO<sub>2</sub>, а также способствует снижению энергопотребления системы вентиляции более чем на 25%.

### Заключение

Предложенная технология и конфигурация адаптивной системы регулирования микроклимата позволят осуществлять как сбор необходимых локальных данных, необходимых для работы системы управления, так и обеспечивать необходимое регулирование расхода воздуха. Поскольку компоненты системы не привязаны к конфигурации помещения и выполняют свои функции не зависимо от внутреннего оборудования, данное решение не ограничивает возможностей по перепланировке и переоснащению обслуживаемых помещений. Последнее особенно актуально в современном коммерческом строительстве, поскольку для таких объектов характерны регулярные перепланировки, связанные со сменой арендаторов и функционала помещений. В данном случае система управления самостоятельно подстраивается под подобные изменения.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Pérez-Lombard, L. A review on buildings energy consumption information / L. Pérez-Lombard, J.Ortiz, C. Pout // Energy and buildings. – 2008. – Vol. 40. – №. 3. – P. 394–398.
2. СП 50.13330.2012. Тепловая защита зданий.
3. Seppänen, O. Effect of EPBD on future ventilation systems // REHVA J. – 2012. – Vol. 2. – P. 34–38.
4. Brelih, N. (ed.). Design of energy efficient ventilation and air-conditioning systems. – Rehva, 2012.
5. Stein, J. Advanced variable air volume system design guide / J. Stein, A. Zhou, H. Cheng // California Energy Commission's Public Interest Energy Research (PIER). USA. – 2007. – 316 P.
6. Sun, Z. In-situ implementation and validation of a CO<sub>2</sub>-based adaptive demand-controlled ventilation strategy in a multi-zone office building / Z. Sun, S. Wang, Z. Ma // Building and Environment. – 2011. – Vol. 46. – №. 1. – P. 124–133.
7. Seppanen, O. Ventilation and work performance in office work. / O. Seppanen, W. J. Fisk, Q.H.Lei. – Lawrence Berkeley National Lab (LBNL), Berkeley, CA (United States), 2005. – URL: <https://escholarship.org/uc/item/2374990t>.

8. Ahmed, K. Demand controlled ventilation indoor climate and energy performance in a high performance building with air flow rate controlled chilled beams / K. Ahmed, J. Kurnitski, P. Sormunen // Energy and Buildings. – 2015. – Vol. 109. – P. 115–126.

9. Fisk, W. J. et al. Demand controlled ventilation and classroom ventilation. – Lawrence Berkeley National Lab (LBNL), Berkeley, CA (United States), 2012. – №. LBNL-6258E.

10. Rey Martínez, F. J. et al. Indoor air quality and thermal comfort evaluation in a Spanish modern low-energy office with thermally activated building systems // Science and Technology for the Built Environment. – 2015. – Vol. 21. – №. 8. – P. 1091–1099.

УДК 697.1

## ДОСТИЖЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ ЗДАНИЙ ПУТЕМ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

*Никитина В.А.<sup>а</sup>, аспирант, Сулин А.Б.<sup>б</sup>, докт. тех. наук, профессор  
Университет ИТМО, Россия, 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., д. 49, лит. А  
E-mail: a - vanikitina@itmo.ru; b – absulin@itmo.ru*

### Аннотация

Энергомоделирование является инструментом для сохранения ресурсов, времени и экологичного пути развития. Здания потребляют колоссальное количество энергии и жилые загородные дома не исключение. Очень часто причиной энергетических и финансовых потерь является ошибочный расчёт инженерных систем здания и некорректный выбор составляющего материала для ограждающих конструкций. Вследствие этого в проект закладывается некачественный тепловой контур дома, что особенно может ощущаться в зимнее время года в северной части России. При некорректном подборе и настройке инженерных сетей мы получаем высокие затраты при дальнейшей эксплуатации. Если применить энергомоделирование к целому району или городу, то можно будет создать высоко технологичное место на планете с наиболее высокими показателями эффективности. Энергомоделирование можно применить как для анализа уже имеющихся, так и проектируемых зданий и сооружений.

## ACHIEVING ENERGY EFFICIENCY OF LIFE SUPPORT SYSTEMS OF BUILDINGS THROUGH ENERGY MODELING

*Nikitina V.A.<sup>a</sup>, Ph.D. student, Sulin A.B.<sup>b</sup>, D.Sc. in engineering, professor  
ITMO University, Russia, 197101, St. Petersburg, Kronverksky pr., 49, lit. A  
E-mail: a - vanikitina@itmo.ru; b – absulin@itmo.ru*

### Abstract

Energy modeling is a tool for saving resources, time and sustainable development. Buildings consume a huge amount of energy and residential country houses are no exception. Often the cause of energy and financial losses is a fallible design calculation of the engineering systems of a building and an incorrect choice of component material for building envelopes. As a result, the project includes a low-quality thermal envelope of the house, which can be especially felt in the winter season in the northern part of Russia. With incorrect selection and configuration of engineering networks, we receive high costs during further operation. If such technologies are applied to an entire district or city, then it will be possible to create a high-tech place on the planet with the highest efficiency rates. Energy modeling can be used both for the analysis of existing and planned buildings and structures.

### Введение

Более одной трети мирового потребления приходится на здания и сооружения [1]. Это приводит к глобальным затратам ресурсов, которые в свою очередь являются не безграничными. И с каждым годом показатель энергопотребления современных зданий увеличивается линейным образом. Системы вентиляции потребляют колоссальное количество энергии. Города являются самым большим потребителем энергии в мире. По данным C40 Cities Climate Leadership Group, 75% от всей потребляемой энергии в мире уходит на энергоснабжение городов. Примерно 70 – 75% от всей потребляемой энергии в России уходит

на отопление зданий и сооружений [2]. Для отопления используется топливо, которое чаще всего получают в процессе обработки невозобновляемых ресурсов планеты. А из возобновляемых источников на данный момент либо не удаётся получить требуемое количество энергии, либо сам переход на такой вид получения энергии является финансово затратным. Выходом из такой ситуации может стать комбинированный подход, то есть совмещение способов получения энергии. Но проблему теплопотерь это не решит, а исправлять изначально нужно источник проблемы. Чтобы снизить энергопотребление необходимо повысить тепловую эффективность строительных конструкций при помощи обоснованного подбора теплоизоляционных материалов, прибегать к методам теплоутилизации [3]. В идеальном сценарии такая проблема может быть решена на начальном этапе, когда здание только проектируется. Целью данной работы является исследование и применение существующих подходов к энергомоделированию зданий и исследование энергоэффективности проекта.

### ***Объекты и методы исследования***

Энергомоделирование может использоваться как для строительства и модернизации зданий, так и для научной деятельности. Энергомоделирование или BEM (Building Energy Modeling) – это анализ проекта при использовании специализированных инструментов и собственных знаний и умений специалиста, который делает расчёт. Если брать в пример строительство, то при проектировании зданий и сооружений необходимо учитывать ряд факторов, таких как географическое местоположение со свойственными ему параметрами климата, функционал и особенности сооружения, его назначение. Если применить энергомоделирование к целому городу, то мы получим UBEM (Urban Building Energy Modelling) [4]. Цель такого моделирования состоит в том, чтобы предоставить количественную информацию для проектирования и эксплуатации городских зданий, а также для разработки энергетической политики. Это годовое или сезонное потребление и спрос на энергию, потенциал возобновляемой энергетики, выбросы CO<sub>2</sub>, воздействие на изменение климата в связи с изменением спроса на энергию, воздействие погодных условий на энергопотребление, электроснабжение и здоровье жителей. В связи с масштабом проекта в UBEM, модели зданий получаются менее детализированными в отличие от стандартного энергетического моделирования, где проектируется одно здание. Городское энергомоделирование делится на два типа: Нисходящее моделирование и Восходящее моделирование.

При нисходящем моделировании рассматривают весь строительный сектор как единое целое для оценки энергопотребления в масштабе. При восходящем моделировании все здания рассматриваются отдельно. Нисходящее моделирование в первую очередь фокусируется на статистическом потреблении энергии, исторических данных и социально-экономических факторах, таких как численность населения, погодных условиях и ценах на топливо. Как правило, эти подходы исследуют связи между энергетическим сектором и экономическими результатами, чтобы соответствовать историческим данным потребления энергии или выбросов CO<sub>2</sub>. Такой подход моделирования включает в себя эконометрические и технологические модели. Эконометрические модели выявляют взаимосвязь между энергетическим сектором и такими переменными как цена на топливо и доход от объёма производства. Технологические модели учитывают такие факторы, как насыщение, технологический рост и структурные реформы, влияющие на энергопотребление.

Восходящее моделирование, также известно как инженерное, использует методы моделирования, характеристики здания, строительные, климатические и системные данные для расчета конечного потребления энергии. Такие модели дают полезную информацию для улучшения эффективности здания для конечного пользователя. Большинство моделей основано на таких подходах как распределение, образец или архетип. Подход-распределение определяет конечное потребление энергии путем анализа регионального или национального распределения энергопотребления зданий. Образцовое моделирование использует фактические данные о строении в качестве входной информации для проекта. Этот метод требует обширной базы данных. Архетипический подход классифицирует сектор зданий по типам жилья, размеру, климату и году постройки. Каждый архетип здания моделируется в движке моделирования для оценки энергопотребления.

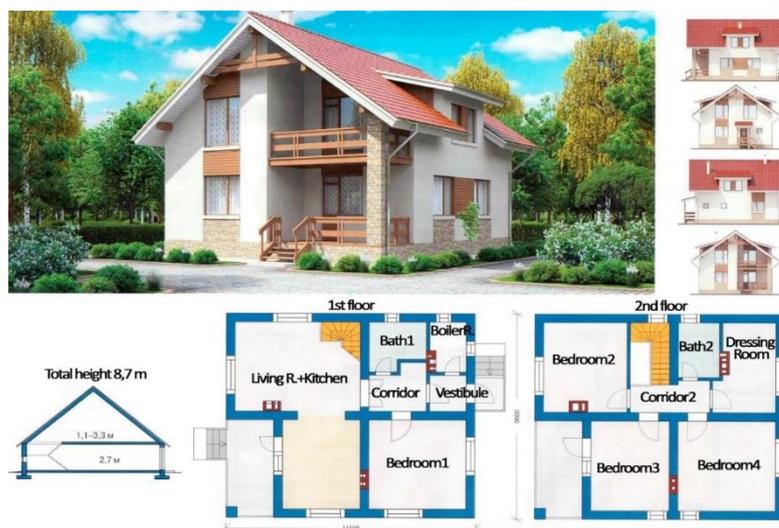


Рисунок 1 – Внешний вид и план здания

В стандартном энергомоделировании можно рассмотреть, например двухэтажное здание, расположенное в городе Санкт-Петербург (рисунок 1). Такой объект оснащён системой вентиляции, кондиционирования и отопления. Для обеспечения нормируемых параметров микроклимата дополнительно установлены радиаторы в комнатах. В здании предусмотрена постоянная температура воздуха  $21^{\circ}\text{C}$ , при условии, что как минимум один человек находится в доме. В будние дни люди находятся в здании с 20:00 до 8:00, в выходные дни 24 часа в сутки. Модель не имеет реального прототипа и является цифровым объектом изучения. Для исследования используется программа OpenStudio, которая является инструментом для энергомоделирования [5].

Для достижения цели энергоэффективности также важно проводить расчёт инженерных систем, которые будут встроены в объект. Например, система вентиляции (рисунок 2). В смоделированном объекте [3], аудитория и лаборатория оснащены системой вентиляции с водяным воздухонагревателем. Для анализа работы системы рекуперации тепла и получения полезной тепловой энергии в модель был встроен теплообменный аппарат, который охлаждает выбрасываемый на улицу отработанный воздух до  $5^{\circ}\text{C}$ . Моделируемая система работает по следующему принципу. Воздух забирается с улицы, параметры воздуха прописаны в погодном файле, проходя приточный вентилятор, уличный воздух попадает в теплообменный аппарат, где нагревается и попадает в помещения при помощи сети воздуховодов и воздухораспределителей. Из аудитории и лаборатории воздух забирается вытяжной системой вентиляции и проходит через теплообменники рекуперации тепла. Далее вытяжной воздух проходит через вентилятор и выбрасывается на улицу. В разработанной модели [3] система вентиляции работает круглосуточно без перерывов, что позволяет анализировать влияние постоянно меняющихся нагрузок в помещении.

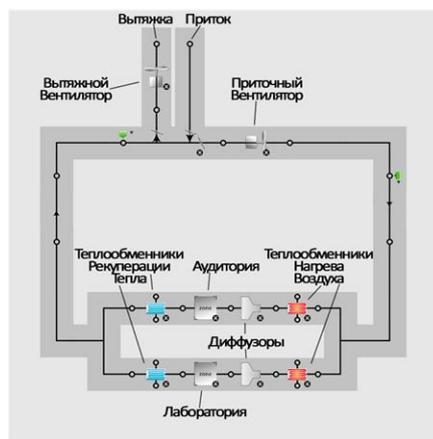


Рисунок 2 – Упрощённая схема системы вентиляции

### Результаты и их обсуждение

В результате моделирования можно получить различные данные в зависимости от поставленных целей, например график теплопотерь через ограждающие конструкции (рисунок 3), при помощи которого можно проанализировать теплоустойчивость ограждающих конструкций и соответственно усовершенствовать уязвимые области, выбрав наиболее подходящие материалы. В данном случае теплопотери высоки у внешних стен, которые контактируют с окружающей средой, это связано, как и с тем, что они имеют наибольшую площадь в сравнении с остальными внешними ограждающими конструкциями, так и с некорректным выбором материала. На графике также можно проанализировать кровельное покрытие, окна, поверхности, контактирующие с землёй и потери тепла через инфильтрацию.

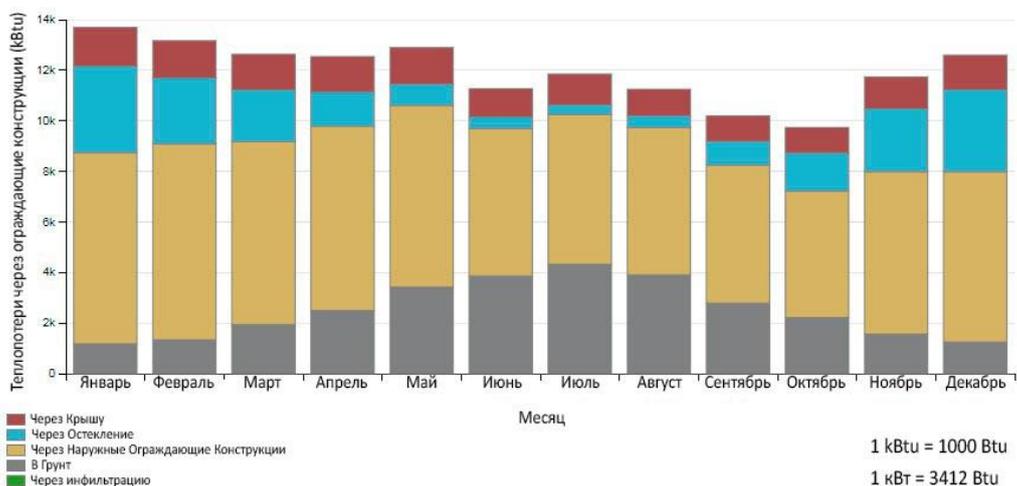


Рисунок 3 – График теплопотерь через ограждающие конструкции

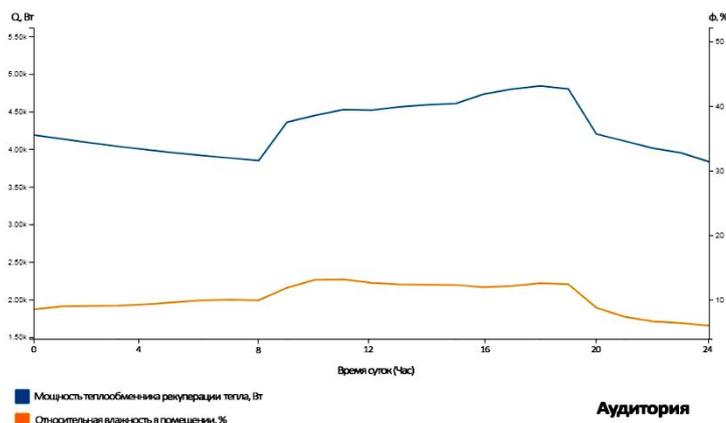


Рисунок 4 – График зависимости процесса рекуперации тепла от относительной влажности в аудитории

По системе вентиляции результаты моделирования жизненного цикла помещений за один год показали зависимость процесса рекуперации тепла от влажности в помещении. Из графика за один день можно заметить, что относительная влажность увеличилась с 10 % до 13 % (рисунок 4), поскольку в помещении зашло 12 человек, следствием стало повышение мощности с 4 000 до 4 500 Вт. Из чего можно сделать вывод о том, что повышение относительной влажности на 3 %, приводит к увеличению мощности теплообменника на 12,5%.

При рассмотрении работы системы за один месяц (рисунок 5). В качестве рассматриваемого месяца был выбран февраль, потому что это один из самых холодных месяцев в году, а для исследования процесса рекуперации тепла для дальнейшего отопления помещения нам необходим зимний период года, а также нужно брать в расчёт пониженные температуры наружного воздуха и рассматривать как при таких параметрах будет работать система рекуперации. На графике на рисунке 4 можно увидеть, что в точке 1 происходит снижение температуры наружного воздуха с -10 до -25°C, следом в точке 2 понижается относительная влажность в помещении с 14 до 5 %, а в точке 3 мощность теплообменника рекуперации теплоты падает с 5 000 до 2 900 Вт, весь процесс произошёл примерно

за 12 часов. Таким образом понижение температуры наружного воздуха на 60 % приводит к осушению воздуха в помещении на 9 %, что свою очередь снижает мощность аппарата на вытяжке на 42 %.

В связи с тем, что воздух сильно осушен, необходимо устанавливать увлажнитель воздуха, который будет компенсировать процент осушения воздушной среды в помещении при подаче тёплого воздуха, так как по ГОСТ 30494-2011 «Параметры микроклимата в помещениях», оптимальная относительная влажность в помещении должна находиться в диапазоне от 30 до 45 % в холодный период года, и от 30 до 60 % в тёплый период года. Благодаря энергомоделированию, можно оценить стоимость эксплуатации такого оборудования, время его использования и востребованную мощность.

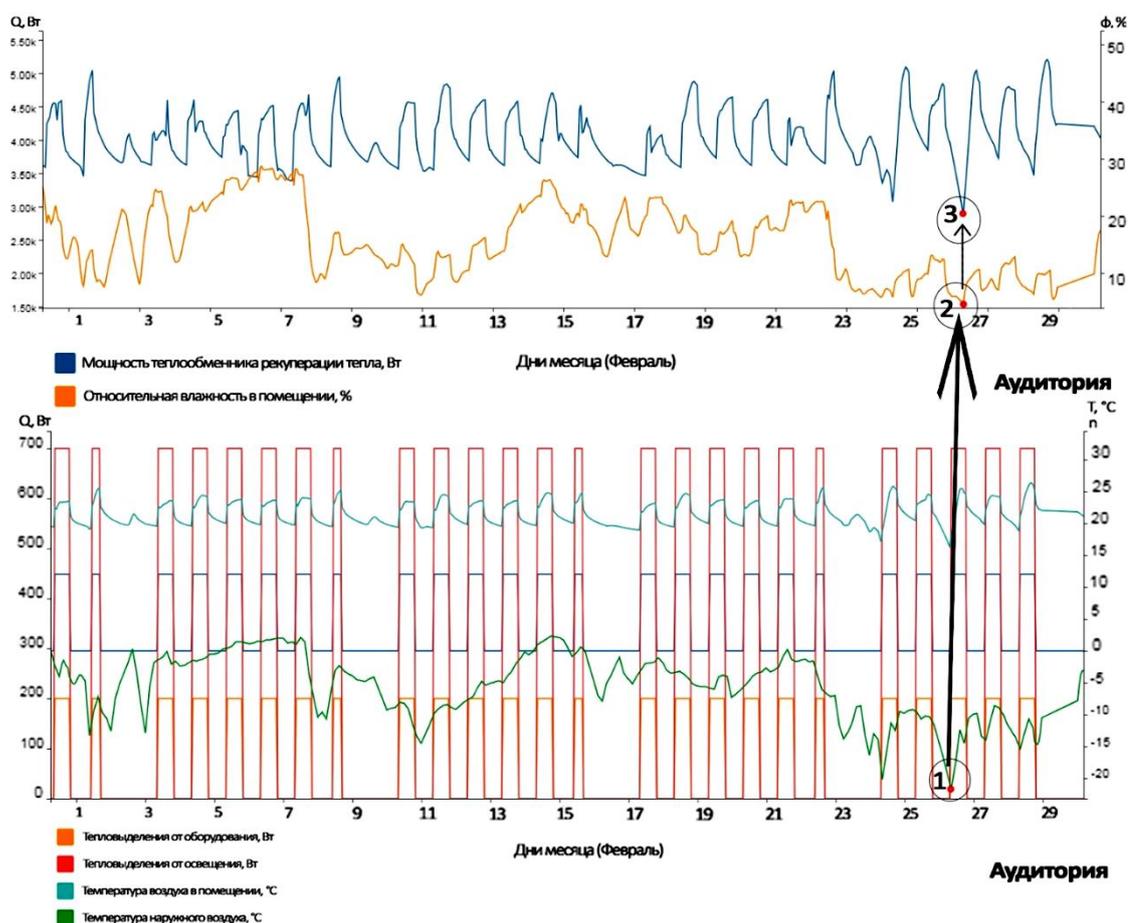


Рисунок 5 – Графики зависимости мощности рекуперации тепла от относительной влажности и от внутренних нагрузок в помещении

Если использовать городское энергомоделирование, то будут решены вопросы повышения энергоэффективности, оценки возможности модернизации зданий. Появится возможность подобрать подходящие энергоэффективные технологии без лишних затрат. Провести анализ распределения нагрузок в целом городе по районам. Проверить рациональность внедрения различных модификации в здания. Изучить зависимость повышенных температур и работы кондиционеров, а также влияние такой температуры на здоровье людей в здании. Провести исследование внедрения солнечных панелей на крыши всех зданий в городе, их производительность и стоимость.

### Заключение

На сегодняшний день UBEM не распространено, что вполне предсказуемо учитывая его масштаб и способ реализации. Тем не менее, судя по графику на рисунке 6 [4], популяризация UBEM проектирования развивается почти на равне с ВЕМ проектированием начиная с 2001 года. Проектирование и эксплуатация городских зданий как группы требует моделирования и оптимизации для учёта взаимодействия зданий друг с другом, а также с окружающей средой. Это позволит оценивать и регулировать годовой спрос на энергию, оценивать варианты проектирования и модернизации, учитывать влияние погодных явлений или изменений климата. UBEM можно использовать в проектах умных городов. Судя по тенденции, можно смело предположить дальнейшее развитие такого проектирования, особенно учитывая открывающийся потенциал и растущие потребности современного мира. Городские здания будут проектироваться и

тестироваться с использованием технологий городского информационного моделирования, компьютерной симуляции и виртуальной реальности и будут эксплуатироваться с использованием дополненной реальности, датчиков в реальном времени и измерением, прогнозирующим управление на основе машинного обучения для достижения оптимальной производительности для энергоэффективности, устойчивого развития и устойчивости к воздействиям извне. Данная техника реализации моделирования представлена в моей работе для дальнейшего исследования повышения энергоэффективности систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

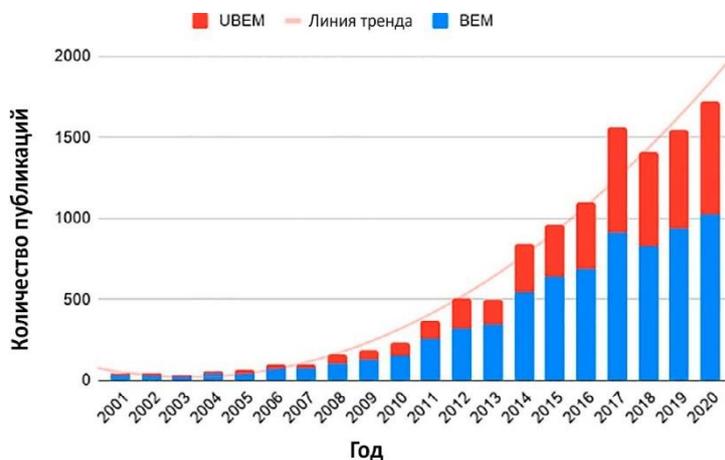


Рисунок 6 – Тенденция публикаций на тему UBEM и BEM

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Abergel, T. Towards a zero-emission, efficient, and resilient buildings and construction sector: Global Status Report 2017 / T. Abergel, B. Dean, J. Dulac. – Paris: UN Environment and International Energy Agency, 2017.
2. Башмаков, И.А. Энергопотребление зданий сферы услуг: мировой опыт // Энергосбережение. – 2015. – №. 5. – С. 24–29.
3. Nikitin, A.A. Analysis of the heat recovery potential in the classroom / A.A. Nikitin, V.A. Nikitina, A.B. Sulin, T.V. Ryabova // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2021. – Vol. 866(1). – 012012. – <http://dx.doi.org/10.1088/1755-1315/866/1/012012>.
4. Ali U. et al. Review of urban building energy modeling (UBEM) approaches, methods and tools using qualitative and quantitative analysis // Energy and Buildings. – 2021. – Vol. 246. – 111073.
5. Guglielmetti, R. OpenStudio: an open source integrated analysis platform / National Renewable Energy Lab (NREL); R. Guglielmetti, D. Macumber, N. Long. // Building Simulation 2011, November 14-16. – Sydney, 2011. – №. NREL/CP-5500-51836.

УДК 697.91.94.97

### ENERGY EFFICIENCY SOLUTION FOR AIR CONDITIONING SYSTEMS WITH DECORATIVE FOUNTAINS

*Zhykharieva N.V., Ph.D., associate professor, Krushelnyskyi D.O., Ph.D. student  
Odesa National University of Technology Ukraine, 65039, Odesa, Kanatna str., 112  
E-mail: a – zhykharieva.nata@gmail.com; b – krushelnickii.dima@gmail.com*

#### Abstract

Modeling of conditioning processes using decorative fountains for cooling condensers of refrigeration units is considered. The considered method of thermal calculation of the fountain takes into account the dynamics of the thermal load from the air-conditioning systems absorbed by the water solar radiation, the working time of decorative and working jets, which accumulates the water capacity of the bowl of the fountain and changes in the parameters of the outside air. It is shown that it is advisable to use the circulating water of decorative fountains for cooling of condensers of refrigerating machines or in some cases for direct cooling of air in surface air coolers of systems of air conditioning. The average daily water temperature in the bowl of the fountain at the same thermal loading

depends on the time of the jets and does not depend on the accumulating capacity of the water of the bowl. The water capacity of the bowl of the fountain allows to shift the operating time of the jets and the refrigeration station and to reduce the amplitude of fluctuations in the temperature of the cooled water. For research, daytime air conditioning systems with a large volume of fountain are accumulated due to the flow of the jets around the clock. It is shown that it is possible to bring the temperature of the cooled water in its bowl to the temperature of the water obtained in the spray pools and cooling towers of the fan type. According to the research, a program of calculating the air conditioning processes using decorative fountains for cooling condensers of refrigeration units was developed and a numerical experiment was conducted.

## **ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОЕ РЕШЕНИЕ ДЛЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С ДЕКОРАТИВНЫМИ ФОНТАНАМИ**

*Жихарева Н.В., канд. тех. наук, доцент, Крушельницкий Д.О., аспирант  
Одесский национальный технологический университет, Украина, 65039,*

*Одесса, Канатная, 112*

*E-mail: a – zhikhareva.nata@gmail.com; b – krushelnickii.dima@gmail.com*

### **Аннотация**

В работе рассмотрено моделирование процессов кондиционирования при использовании брызгальных бассейнов для охлаждения конденсаторов холодильных установок. Рассмотренный метод теплового расчета бассейна учитывает динамику тепловой нагрузки от систем холодоснабжения, поглощенную водой солнечную радиацию, время работы декоративных и рабочих струй, аккумуляющую способность воды чаши бассейна и изменение параметров наружного воздуха. Показано, что оборотную воду брызгальных бассейнов целесообразно использовать для охлаждения конденсаторов холодильных машин и кондиционеров или, в некоторых случаях, для непосредственного охлаждения воздуха в поверхностных воздухоохладителях систем кондиционирования воздуха. Модель позволяет определить дневной ход температуры охлажденной воды, анализировать тепловой режим бассейна и выбирать оптимальный вариант работы струй по часам суток. Среднесуточная температура воды в чаше бассейна при одной и той же тепловой нагрузке на него зависит от времени работы струй и не зависит от аккумуляющей способности чаши. Аккумуляющая способность воды чаши бассейна позволяет при необходимости сдвигать между собой время работы струй и холодильной станции и снижать амплитуду колебаний температуры охлажденной воды. Для проведения исследований рассмотрены работающие только в дневное время системы холодоснабжения при большом объеме бассейна, аккумуляющая способность которого проявляется за счет круглосуточной работы струй. Показано, что можно довести температуру охлажденной воды в его чаше до температуры воды, получаемой в градирнях вентиляторного типа. По данным исследований разработана программа расчета процессов кондиционирования воздуха и холодоснабжения при использовании брызгальных бассейнов для охлаждения конденсаторов холодильных установок и проведен многочисленный эксперимент.

### **Introduction**

In our time, increasing interest in new and modern technical means is the main condition for ensuring the maximum comfort of human life. One example of the favorable and useful effects of water on human living conditions is the use of fountains. Decorative fountains are used as elements of volumetric-spatial compositions. Thanks to them, the microclimate of the city's open spaces is maintained and favorable conditions for recreation are created. In most cases, fountains are located near monumental buildings that require cooling systems. In this case, as studies show, circulating water of existing and newly designed decorative fountains is advisable to use for cooling condensers of refrigeration units or directly for cooling air in surface air coolers of air conditioning systems as spraying pools. It is also advisable to use such a scheme in combined cooling systems for condensation units of refrigerating machines.

When designing a circulating water supply, methods are used that do not take into account many factors of air conditioning systems, which leads to additional operating costs. There are no computational models that provide optimization.

The proposed model of the thermal calculation of the pool takes into account the dynamics of the heat load from the air conditioning systems, solar radiation absorbed by the water, the operating time of the decorative and working jets, the accumulating capacity of water in the pool, and change in the parameters of the outdoor air.

Thus, it is important to determine the daily variation of the chilled water temperature, analyze the thermal regime of the fountain and select the optimal version of the jet operation by the hours of the day.

**Statement and purpose of the research problem**

The main purpose of the pool thermal calculation model is to determine the water temperature in its bowl, which can be done after analyzing the following components of the pool heat balance:

- thermal load from condensers of refrigerating machines, circulation pumps and solar radiation;
- cooling water due to heat and mass transfer (in jets and from the surface of the bowl).
- determining the effect on the formation of frost on the evaporator using a mathematical model;

In addition, it is necessary to take into account the accumulating capacity of water in the pool bowl and its effect on the daily variation of the chilled water temperature [1, 2, 3].

Decorative fountains that are used to cool water can be made in three ways. (Fig. 1).

It is easy to see that schemes 1 and 2 leave from scheme 3, therefore, when considering the problem in general, the latter will be calculated.

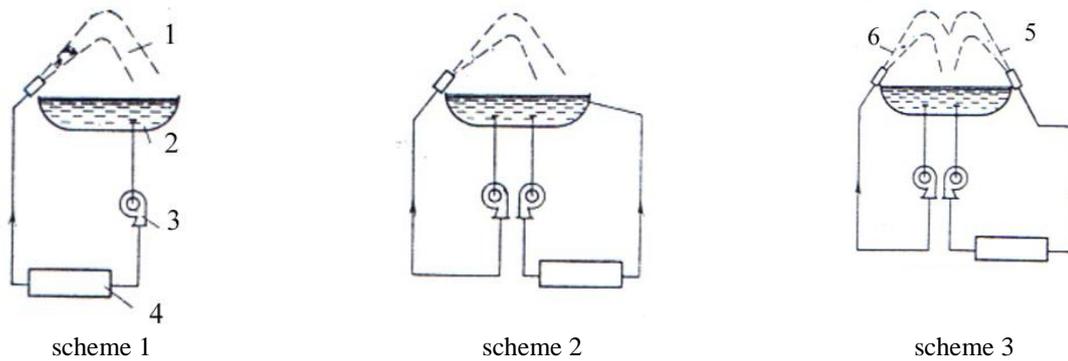


Figure 1 – Schemes of fountains: 1 – jets; 2 – fountain; 3 – pump; 4 – condenser; 5 – working jets; 6 – decorative jets

**Method and model of thermal calculation of the pool**

Cooling water due to heat and mass transfer in jets is a difficult task. To solve it, it is convenient to use the dimensionless coefficient of efficiency of the heat transfer of the jets:

$$\eta = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{t_{w1} - t_{bt}}, \tag{1}$$

where  $t_{w1}$  – temperature of water supplied to the nozzle, °C;  $t_{w2}$  – the temperature of the cooled water at the end of the jet, °C;  $t_{bt}$  – temperature behind a wet bulb thermometer, °C.

The most common in the design of pools are jets formed by cylindrical nozzles.

As a result of theoretical researches at definition of coefficient of efficiency of heat exchange of streams such dependence is received [1, 2]:

$$\eta = \frac{\eta_0}{1 + C\eta_0}, \tag{2}$$

where  $\eta_0$  – the efficiency of a single jet.

Solving the differential equation of heat and mass transfer between air and water jet allowed to obtain a formula for determining the efficiency of one cylindrical jet

$$\eta_0 = 1 - e^{-k \frac{G_H}{d_H^m}}, \tag{3}$$

where  $G_H$  – water flow through the nozzles, l / sec;  $d_H$  – nozzle diameter, m;

$k, n, m$  – numerical coefficients, the values of which depend on the method of jet decay.

To determine the value of  $C$ , the dependence is established

$$C = 555 \frac{B}{\sqrt{0,36 + 0,212w^2}} \cdot \frac{l}{h}, \quad (4)$$

where  $B$  – irrigation density,  $m^3/(m^2s)$ ;  $w$  – design wind speed,  $m/sec$ ;  $l$  – the length of the bowl of the pool in the direction of the prevailing wind,  $m$ ;  $h$  – pool jet height,  $m$ .

Equation (1)–(4) allow you to analytically determine the efficiency of heat transfer jets.

If you make the equation of the heat balance of the pool, then from it it is possible to receive the differential equation of temperature of water in its bowl  $t_u$ :

$$\frac{dt_u}{d\tau} - f(\tau)t_u = \psi(\tau), \quad (5)$$

$$f(\tau) = \frac{L_p\eta_p + L_\delta\eta_\delta}{V} + \frac{AF}{\rho cV}; \quad (6)$$

$$\psi(\tau) = \frac{1-\eta_p}{\rho cV} Q_{\text{кон}} + \frac{F}{\rho cV} q_{\text{рад}} + \left( \frac{L_p\eta_p + L_\delta\eta_\delta}{V} + \frac{AF}{\rho cV} \right) t_{\text{вн}}. \quad (7)$$

where  $\tau$  – time.

Equation (5) is a linear differential equation of the first order, its general solution has the form [4, 7, 8]:

$$t_u = \left[ \int d\tau \psi(\tau) e^{\int f(\tau) d\tau} + C_1 \right] e^{-\int f(\tau) d\tau}. \quad (8)$$

Equation (5) is difficult to solve due to the complexity of the functions  $f(\tau)$ ,  $\psi(\tau)$ . It was solved using the environment Matcad. Find the coordinates of the focal points of the direction field when determining the temperature  $T_{\text{water}}$  expressions are found in the bowl when solving

$$t_{\text{чанп}} = K_1 Q_{\text{кон}} + K_2 q_{\text{рад}} + t_{\text{вн}}, \quad (9)$$

$$\tau_{\text{чанп}} = \tau_i + \delta, \quad (10)$$

where  $\tau$  – times of day.

The displacement of the guide  $\delta$  by the formula:

$$\delta = \frac{\rho cV}{\rho c(L_p + L_\delta\eta_\delta) + AF} \quad (11)$$

In the equation (9) size  $K_1 Q_{\text{кон}}$  can be considered as an equivalent temperature increase due to the load from the capacitors, and the value of  $K_2 q_{\text{рад}}$  – as equivalent to a temperature increase due to solar radiation.

The coefficients  $K_1$  and  $K_2$  are found from analytical formulas [2, 4, 6]

$$K_1 = \frac{1-\eta_p}{\rho c(L_p + L_\delta\eta_\delta) + AF} \quad (12)$$

$$K_2 = \frac{F}{\rho c(L_p + L_\delta\eta_\delta) + AF} = \frac{F}{1-\eta_p} K_1. \quad (13)$$

In the equation (6), (7), (9)–(12) the following designations are accepted:

$T_{\text{wet}}$  – air temperature behind wet bulb;

$\rho$  – density of water,  $kg/m^3$ ;

$C$  – specific heat of water,  $kJ/(kg \cdot K)$ ;

$V$  – volume of water in the bowl of the pool,  $m^3$ ;

$L_w, L_d$  – water consumption for working and decorative jets, m<sup>3</sup>/hour;  
 $F$  – horizontal surface of the pool bowl, m<sup>2</sup>;  
 $Q_{con}$  – heat load from condensers, kW;  
 $q_{rad}$  – solar radiation, which is absorbed by the water surface of the pool bowl, W/m<sup>2</sup>;  
 $\eta_w, \eta_d$  – coefficients of heat exchange efficiency of working and decorative jets.

The value of  $A$ , which characterizes the cooling efficiency of water due to heat and mass transfer from the surface of the pool water, is determined by the formula

$$A = 20.4 \cdot (1 + 0.062 \cdot \omega), \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \quad (14)$$

where  $\omega$  – design wind speed, m/sec.

For each point with a given value of  $t_{si}$  and  $\tau$ , it is easy to find the direction of the tangents to the desired curve of the water temperature in the bowl. Lines in which the direction of the tangents everywhere coincides with the direction of the field, and represent the solution of the differential equation (5).

The average daily water temperature in the pool bowl with the same heat load on it depends on the duration of the nozzles and does not depend on the capacity of the water bowl. The accumulative water capacity of the pool bowl allows, if necessary, to shift the operating time of the jets and the refrigeration station and to reduce the amplitude of fluctuations in the temperature of the cooled water [5, 6].

For air conditioning systems that operate only in the daytime, with a large pool volume, it accumulates due to the round-the-clock operation of the nozzles, it is possible to bring the temperature of the chilled water in its bowls to the temperature of the received water. in fan cooling towers.

The main cooling of the circulating water in the pool occurs due to heat and moisture exchange in the jets. The intensity of their cooling is characterized by a dimensionless coefficient of heat transfer efficiency (2), the value of which depends on the spraying mode, water flow rate, nozzle diameter, irrigation density, wind speed, height of the jet volume, and jet length. pool in the direction of the wind.

### **Results and discussion**

At the next stage, the influence of the daily variation of the chilled water temperature was investigated, the thermal regime of the pool was analyzed and the optimal operation option was selected.

The value of the delay was found as the ratio of the amplitude of fluctuations in air temperature in the basin to the amplitude of fluctuations in water temperature in the fountain (after the completion of transient processes). The mathematical model also allows you to determine the phase delay of the temperature wave, but since this parameter is not taken into account (3) phase delay was not visible. The mathematical calculation model is multifactorial, which makes it possible to analyze the operating modes at different times of the year.

On the basis of a mathematical model, a software implementation in the program is MathCad.

The heat load on the fountain from condensers and circulating pumps from 6 to 10 hours is equal 1046 kW·hour, from 10 to 18 hours – 1570 kW·hour. Productivity of working streams makes 0,075 m<sup>3</sup>/sec, decorative – 0,11 m<sup>3</sup>/sec. Working jets operate from 6 to 18 hours, decorative – from 10 to 24. The diameter of the nozzles of working jets – 6 mm, the height of the jets – 8 m, decorative jets have a diameter of 9 mm, height – 9 m, inclined jets. The size of the pool is 40x40 m, the air speed is 1.5 m/sec, the accumulating volume is 1600 m<sup>3</sup>.

Determine the density of irrigation, which in the work of working jets is equal to 0.17, in the work of decorative – 0.23, and in their joint work – 0,40 m<sup>3</sup>/(m<sup>2</sup>·hour).

The ratio of the length of the pool bowl to the height of its jet volume  $l/h$  when working only with working jets  $40/80 = 0.5$ , when working with decorative  $40/10 = 4$ . Analyzing the research results, we are convinced that the duration of the jets has a great influence on the average daily temperature of the water in the bowl.

The thermal design model of the fountains was tested on two fountains connected to air conditioning systems. The efficiency of the heat exchange of the nozzles was tested on a pilot plant. The tests were carried out on jets formed by cylindrical nozzles  $dH = 2, 3, 4, 5, 6, 8$  mm. The experiments carried out have shown satisfactory convergence with the indicated theoretical positions. Having data on the density of irrigation, the found value of  $C$ . When the nozzles are in operation, it is equal to 0.145, decorative – 0.157, when working together – 0.302.

In a program that was written in MathCad, change in outdoor air temperature  $t_s(\tau)$  and direct and scattered radiation were determined by the spline method. The daily cycle of variation of the mean-integral temperature of the water in the bowl of the pool is recoverable according to the differential equation (15). When determining the heat transfer coefficient, evaporation from the surface of the bowl and cooling of the jet were taken into account.

$$\frac{d}{d\tau} t(\tau) + \frac{k(\tau) \cdot F \cdot (t_s(\tau) - t(\tau))}{C} - \frac{Q(\tau)}{C} - \frac{F \cdot qlz(\tau)}{C} = 0_1 \quad (15)$$

A delay in the minimum water temperature was also detected. ( $\Delta t_{\min} = 3.96^{\circ}\text{C}$ , minimum water temperature  $t_w = 20.36^{\circ}\text{C}$  at 6 o'clock in the morning), delay of the maximum water temperature ( $\Delta t_{\max} = 3.0^{\circ}\text{C}$ , maximum water temperature  $t_w = 23.13^{\circ}\text{C}$  at 18 o'clock). The value of  $\Delta t_{\max}$  is less than  $\Delta t_{\min}$ , as the processes of heat absorption by water during the day are more intense than in the morning.

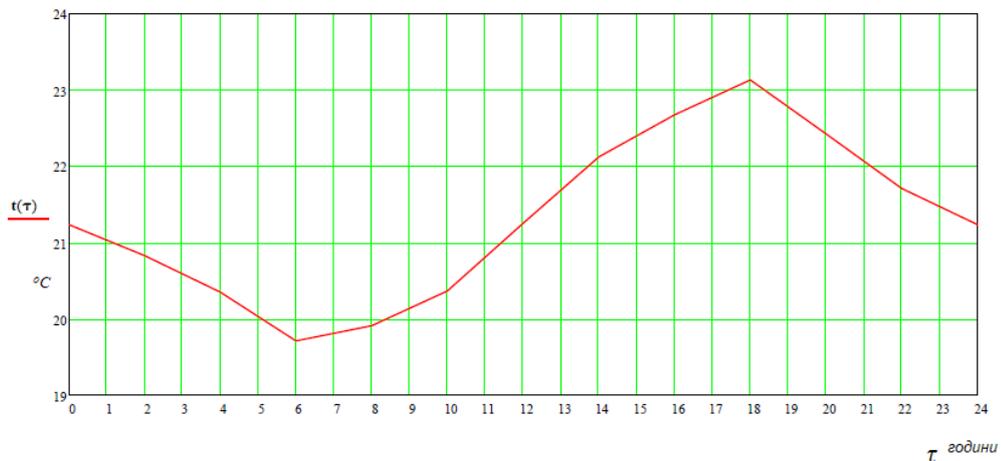


Figure 2 – Maximum and minimum daily change in water temperature in the bowl of the pool in July:  $t(\tau)$  – air temperature,  $^{\circ}\text{C}$

The values of the minimum and maximum daily outdoor air temperature have been clarified (Fig. 2).

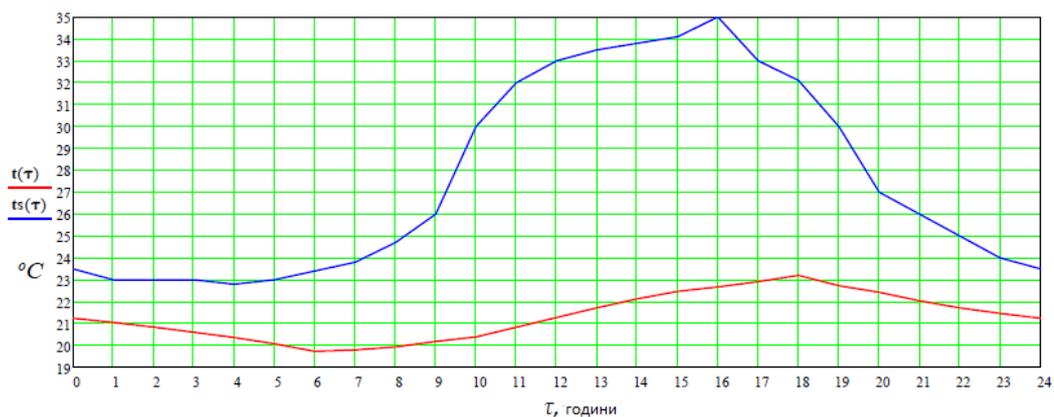


Figure 3 – Daily change in air and water temperature in the pool in the month of July:  $t(\tau)$  – air temperature,  $^{\circ}\text{C}$ ,  $ts(\tau)$  – water temperature in the pool bowl,  $^{\circ}\text{C}$

The described method of thermal calculation of fountains was tested by the authors on two fountains. Comparative analysis of thermal calculation and experiment  
 The experiments carried out have shown satisfactory convergence with the indicated theoretical principles. When approximating experimental data, if the nature of the analytical dependence of the process under study is known from the corresponding theoretical developments, the regression method was used. Most regression algorithms allow you to compare sets of theoretical and experimental data. Mathcad contains utility functions for getting coefficients.

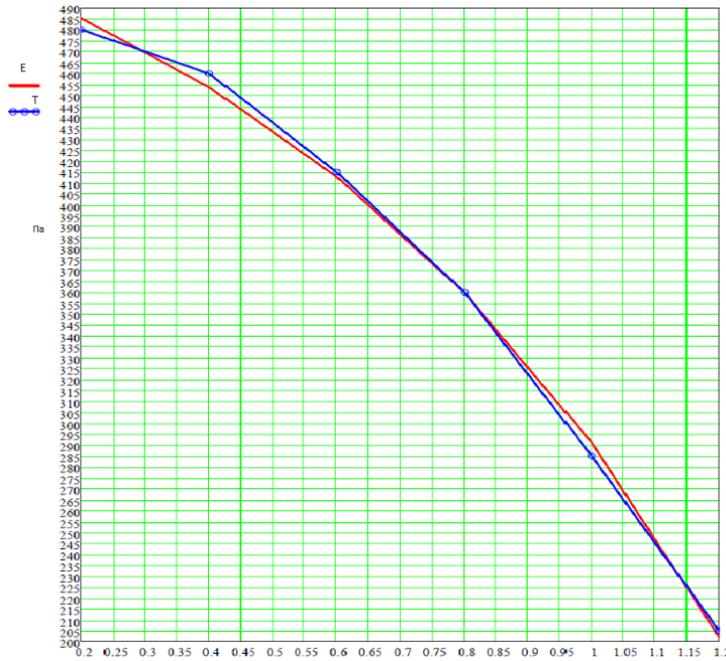


Figure 4 – Daily change in air and water temperature in the pool in July: \_\_ Experiment, \_\_T (calculation by model)



Figure 5 – Water jet fountain – static 3D model

The relative error of the approximating regression of theoretical and experimental data is 2.03%. This accuracy is quite acceptable for calculations.

After performing the calculations, we obtained reliable analytical dependencies used in the model.

**Conclusions**

The developed mathematical model (its software implementation in the MathCad environment) provides a sufficient level of approximation of the problem of thermal calculation of fountains connected to air conditioning systems. This allows the model to be applied to study air conditioning processes. The proposed method of thermal calculation of the pool takes into account the dynamics of the heat load from the air conditioning systems, solar radiation absorbed by the water, the operating time of decorative and working nozzles, the accumulating capacity of water in the pool and changes in the parameters of the outside air.

With the help of the developed program, you can determine the daily variation of the chilled water temperature, analyze the thermal regime of the pool and choose the best option for working by the hour of the day.

On the basis of a mathematical model, the parameters of the pool operation depending on the season are substantiated.

#### REFERENCES

1. Малов, В.С. Использование декоративных фонтанов для охлаждения конденсаторов холодильных установок // Холодильная техника. – 1971. – № 3. – С. 30–37.
2. Купчик, К. Засоби використання властивостей води в інтер'єрі / К. Купчик, К. Бандурівська // Вісник Львівської національної академії мистецтв. – 2012. – Вип. 23. – С. 37–41.
3. Лабай, В. Й. Тепломасообмін. – Львів: Тріада плюс, 2004. – 260 с.
4. Жихарева, Н., В. та ін. Шляхи підвищення енергоефективності систем кондиціонування повітря в басейнах // Холодильна техніка і технологія. – 2017. – № 53(5). – С. 47–51. – <https://doi.org/10.15673/ret.v53i5.851>.
5. Zhykharieva, N. Thermo-economic approach to optimize air conditioning systems / N. Zhykharieva, M. Khmelniuk // Refrigeration Science and Technology. – 2017. – September. – P. 258–264. – ISSN: 01511637. – ISBN: 9782362150241.
6. Kogut, V. The filter on the basis of the ejector of the heat exchanger for purification of harmful substances from flue gases using heat exchanger as combustion gas filter / V. Kogut, V. Bushmanov, N.V. Zhykharieva // AIP Conference Proceedings. – 2020. – Vol. 2285. – 030087. – <https://doi.org/10.1063/5.0026819>.
7. Zhykharieva, N. V. Modeling and optimization of air conditioning systems. – Odesa: TPP, 2016. – 172 p.
8. Byun J-S, Lee J, Jeon C-D. Frost retardation of an air-source heat pump by the hot gas bypass method / J-S. Byun, J. Lee, C-D. Jeon. // Int. J. Refrig. – 2008. – Vol. 31(2). p. 328–334. – <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.05.006>.

УДК 621.51+621.56

### **АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА РАБОТУ АММИАЧНОЙ ТИХОХОДНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ В ПРОЦЕССЕ СЖАТИЯ**

*Чернов Г.И.<sup>а</sup>, канд. тех. наук, доцент, Евдокимов В.С.<sup>б</sup>, старший преподаватель  
Садвакасов Д.Х.<sup>с</sup>, ассистент*

*Омский Государственный Технический Университет, Россия, 644050, Омск, ул. пр. Мира, 11  
E-mail: a – gi\_chernov2002@mail.ru; b – omgtu\_evdokimov@mail.ru; c – dkhsadvakasov@omgtu.ru*

#### **Аннотация**

В работе представлена теоретическая оценка влияния начальных параметров на энергетическую эффективность пароконденсационного холодильного цикла на основе сжатия в области влажного пара, реализуемый в аммиачной тихоходной длинноходовой компрессорной ступени. Численный расчет процесса сжатия в области влажного пара произведен по построенной математической модели, посредством использования метода Рунге–Кутты 4-ого порядка в пакете MathCad. Основу математической модели составляют уравнения первого закона термодинамики для тела переменной массы, уравнение состояния реального газа, уравнения Клапейрона–Клаузиуса и Ньютона–Рихмана. Расчет теплоотдачи проведен по обобщенной формуле при пленочном кипении-конденсации внутри труб.

### **ANALYSIS OF THE EFFECT OF THE INITIAL PARAMETERS ON THE OPERATION OF THE AMMONIA LOW-SPEED COMPRESSOR STAGE DURING COMPRESSION**

*Chernov G. I.<sup>a</sup>, Cand. Tech. Sc., Docent, Evdokimov V. S.<sup>b</sup>, Senior Lecturer  
Sadvakasov D. Kh.<sup>c</sup>, Assistant*

*Omsk State Technical University, Russia, 644050, Omsk, Mira Ave., 11  
E-mail: a – gi\_chernov2002@mail.ru; b – omgtu\_evdokimov@mail.ru; c – dkhsadvakasov@omgtu.ru*

#### **Abstract**

The paper presents a theoretical assessment of the influence of initial parameters on the energy efficiency of a steam compression refrigeration cycle based on compression in the wet steam region, implemented in an ammonia slow-speed long-stroke compressor stage. The numerical calculation of the compression process in the wet steam region was carried out according to the constructed mathematical model, using the Runge–Kutta method of the 4th order in the MathCad package. The mathematical model is based on

the equations of the first law of thermodynamics for a body of variable mass, the equation of state of a real gas, the Clapeyron–Clausius and Newton–Richman equations. The calculation of heat transfer was carried out according to a generalized formula for film boiling-condensation inside pipes.

### **Введение**

Рассмотренные ранее особенности процесса сжатия влажного пара в тихоходной длинноходовой компрессорной ступени предполагают их определяющее влияние на энергетическую эффективность парокompрессионного холодильного цикла [1–2]. Парокompрессионные холодильные циклы теоретически могут быть реализованы при сжатии рабочего тела в области влажного пара [3–4]. В быстроходных холодильных компрессорах процессы сжатия хладагента в области влажного пара рассматриваются преимущественно с точки зрения снижения теплонапряжённости компрессорной ступени, что достигается путём испарения жидкой фракции в процессе сжатия [5–7]. Особенности рабочего цикла низкоскоростных длинноходовых поршневых компрессорных ступеней показывают, что уникальное соотношение между рабочими и конструктивными факторами таких ступеней позволяет осуществлять «сухое сжатие» («квазиизотермическое сжатие») без дополнительной подачи капельного теплоносителя в рабочую камеру. При этом рост температуры рабочего тела в камере сжатия протекает медленнее, что увеличивает интенсивность теплообмена между стенками цилиндра и холодильным агентом [8–11]. Этот фактор позволяет сделать теоретическое предположение о возможности конденсации паров аммиака в процессе сжатия [1–2]. Исследование данного процесса позволит провести анализ изменения параметров состояния аммиака при фазовых превращениях.

### **Объекты и методы исследования**

Предметом исследования является процесс сжатия холодильного агента (аммиака) в области влажного пара, протекающий в рабочей камере длинноходового тихоходного поршневого компрессора с линейным приводом [1–2, 12–13]. Как и в случае, рассмотренном в [1–2], для расчёта процесса сжатия аммиака целесообразно применить математическую модель с сосредоточенными параметрами при следующих упрощающих допущениях: в области влажного пара насыщенная жидкость и насыщенный пар находятся в равновесии; параметры состояния рабочего тела изменяются мгновенно и одновременно по всему объёму рабочей камеры; теплообмен между влажным паром и стенками рабочих полостей конвективный и может быть описан формулой Ньютона-Рихмана; температура стенки постоянна и одинакова по всей поверхности рабочей камеры; внешний массообмен через зазоры отсутствует; давление рабочего тела в начале процесса сжатия определяется температурой кипения аммиака.

Математическая модель процесса сжатия аммиака в области влажного пара включает в себя следующие основные уравнения.

Уравнение первого закона термодинамики для тела переменной массы:

$$dU = \delta Q - dL + h'' \cdot dm, \quad (1)$$

где  $dU$  – изменение внутренней энергии пара;  $dL$  – работа расширения, учитывающая как изменение объёма рабочей полости, так и изменения объёма сжимаемого пара за счёт его конденсации;  $h'' \cdot dm$  – изменение внутренней энергии, обусловленное массопереносом внутри контрольного объёма (фазовые переходы во влажном паре);  $dm$  – изменение массы насыщенного пара, обусловленное фазовыми переходами;  $\delta Q$  – суммарное количество теплоты, учитывающее фазовый и конвективный тепловые потоки.

Суммарное количество теплоты можно представить в виде:

$$\delta Q = \delta Q_{\phi} + \delta Q_{\kappa}. \quad (2)$$

Фазовый теплообмен, учитывающий процесс фазового перехода между насыщенным паром и насыщенной жидкостью:

$$\delta Q_{\phi} = r \cdot dm, \quad (3)$$

где  $dm$  – изменение массы насыщенного пара.

Конвективный теплообмен, который осуществляется между внутренней стенкой и рабочим телом, описывается уравнением Ньютона-Рихмана:

$$\delta Q_k = \alpha \cdot (T_{p.t.} - T_{ct}) \cdot F \cdot dt, \quad (4)$$

где  $F$  – площадь боковой поверхности;  $dt$  – элементарное время протекания процесса.

Уравнение Клапейрона–Клаузиуса определяет соотношение между температурой и давлением в области влажного пара:

$$\frac{dP}{dT} = \frac{r}{T(v'' - v')} \quad (5)$$

Уравнение состояния реальных газов позволяет определить взаимосвязь между параметрами состояния насыщенного пара:

$$P \cdot V = z \cdot m \cdot R \cdot T, \quad (6)$$

где  $m$  – масса сжимаемого пара (сухого или насыщенного);  $z$  – коэффициент сжимаемости [14].

В работах [2, 12–13] были рассмотрены влияния различных методик расчета коэффициента теплоотдачи. Для оценки энергоэффективности холодильной установки выберем две методики расчета коэффициента теплоотдачи, численные значения которых являются наименьшими. Был принят расчет коэффициента теплоотдачи по обобщенной формуле при пленочном кипении - конденсации внутри труб [2, 12–13].

Расчет системы дифференциальных уравнений производился с использованием метода Рунге–Кутты 4-ого порядка в пакете MathCad. При реализации математической модели рассматривались следующие условия однозначности: геометрические (диаметр цилиндра и ход поршня, изменение площади боковой поверхности зеркала цилиндра, изменение объема рабочей камеры поршневого компрессора); физические (теплофизические свойства рабочего тела (аммиак); начальные и граничные (степень сухости, температура и давление, объем рабочей камеры, температура стенок рабочей камеры, паросодержание в начале процесса сжатия).

#### **Результаты и их обсуждение**

В качестве исходных данных были приняты следующие параметры: температура кипения холодильного цикла – 273 К; температура конденсации цикла – 303 К; рабочее тело – аммиак, время протекания процесса сжатия – 2 с; диаметр цилиндра – 0,02 м; ход поршня – 1 м; На рисунках 1...3 представлены результаты расчётов, отражающие изменение параметров состояния паров аммиака и его степени сухости при различной начальной степени сухости с применением различных методик расчёта коэффициента теплоотдачи.

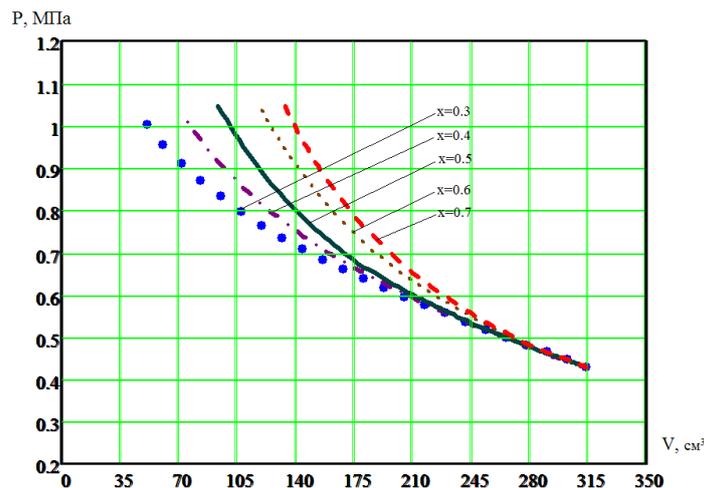


Рисунок 1 – P-V диаграмма процессов сжатия в области влажного пара при разной начальной степени сухости

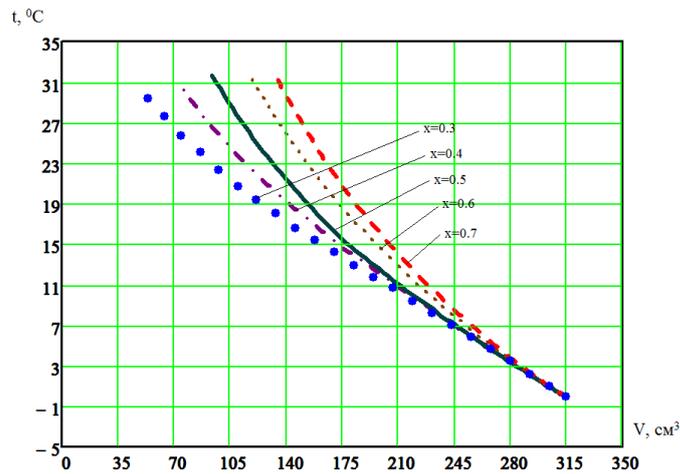


Рисунок 2 – T-V диаграмма процессов сжатия в области влажного пара при разной начальной степени сухости

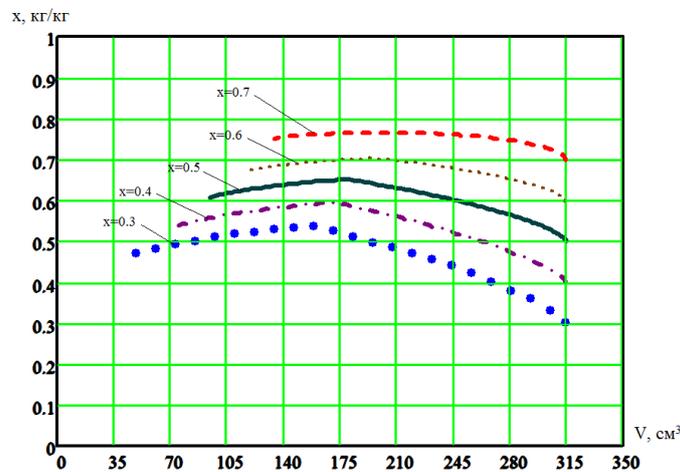


Рисунок 3 – x-V диаграмма процессов сжатия в области влажного пара при разной начальной степени сухости

На рисунках 4...6 представлены результаты расчётов, отражающие изменение параметров состояния паров аммиака и его степени сухости при различной температуре стенки с применением различных методик расчёта коэффициента теплоотдачи.

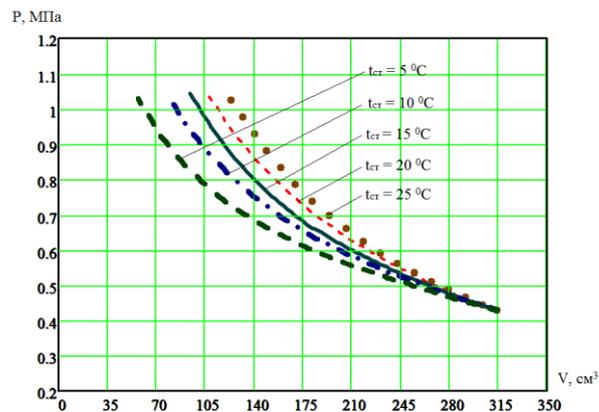


Рисунок 4 – P-V диаграмма процессов сжатия в области влажного пара при разной температуре стенки рабочей камеры

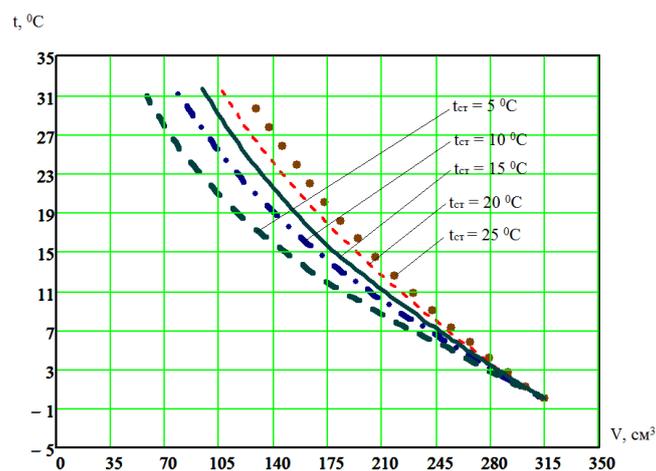


Рисунок 5 – T-V диаграмма процессов сжатия в области влажного пара при разной температуре стенки рабочей камеры

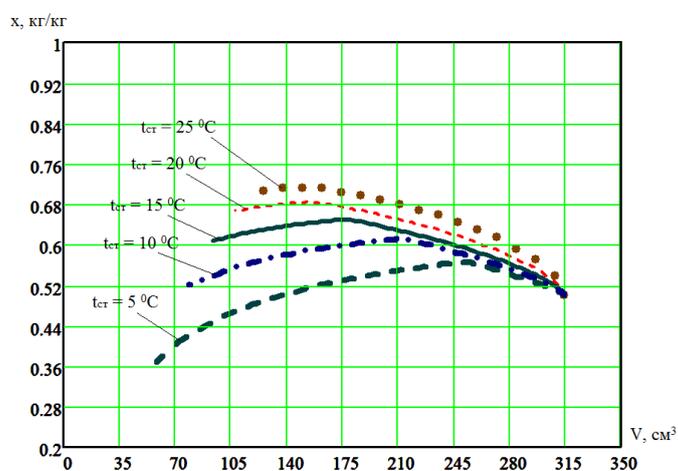


Рисунок 6 – x-V диаграмма процессов сжатия в области влажного пара при разной температуре стенки рабочей камеры

Как видно из представленных результатов, начальная степень сухости и температура стенки оказывает определяющее влияние на протекание процесса сжатия аммиака в области влажного пара.

Представленные результаты начальных факторов, таких как степень сухости и температура стенки цилиндра существенно влияет на их интегральные характеристики. Так, при увеличении начальной степени сухости увеличивается работа сжатия (примерно до 15%) (рисунок 1–2), однако при этом уменьшается количество испарившейся жидкости (примерно до 5%) (рисунок 3). Также при увеличении температуры стенки увеличивается работа сжатия (примерно до 10 %) (рисунок 4–5), однако при этом уменьшается конечная степень сухости (примерно до 40 %) (рисунок 6).

### **Заключение**

Полученные результаты расчётных исследований выявили существенные особенности процесса сжатия аммиака в области влажного пара. Показано, что характер изменения текущих параметров состояния в рабочей камере и степени сухости аммиака существенно зависят от температуры стенок рабочей камеры, в которой происходит процесс сжатия, а также от величины начальной степени сухости.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Садвакасов, Д.Х. Анализ влияния факторов неопределенности на математическое моделирование процесса сжатия аммиака в области влажного пара [The analysis of uncertainty factors influence on mathematical modeling of ammonia compression in wet vapor area] / Д.Х. Садвакасов, Г. И. Чернов, В.Л. Юша // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. – 2021. – Том. 5, №. 3. – С. 30–38. – DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-3-30-38. (In Russ).

2. Sadvakasov, D.Kh. The Efficiency Theoretical Analysis of the Ammonia Refrigeration Cycle Based on the Compression in the wet Vapor Region. / D. Kh. Sadvakasov, G. I. Chernov, V. L.Yusha. – Oil and Gas Engineering (OGE-2020): AIP Conference Proceedings. – 2020. – 030078. – DOI: 10.1063/5.0029565.

3. Kirillin, V.A. Tekhnicheskaya termodinamika / V.A. Kirillin, A.E. Sheindlin, V.V. Sychev. – M : Energoatomizdat, 1983. – 409 p.
4. Bosnjakovic, F. Technische Thermodynamik: Teil I. / Bosnjakovic F., Knoche K. F. – Darmstadt: Steinkopff, 1998. – 543 p.
5. Hamad, Akhmed J. Performance Investigation of Vapor Compression Cycle with a Variable Speed Compressor and Refrigerant Injection / Ahmed J. Hamad, Dooa Zaid Khalaf, Abdul Hadi N Khalifa // Journal of Mechanical Engineering. – Vol. 16, No. 2. – 2019. – <https://doi.org/10.21491/jmeche.v16i2.15327>.
6. Evaluation of methods to decrease the discharge temperature of R32 scroll compressor / Baolong Wang [et al.] // 22nd International Compressor Engineering Conference at Purdue. – 2014.
7. Jie Lina. Numerical investigation on vapor-liquid two-phase compression in the cylinder of rotary compressors / Jie Lina, Yongsheng Lian, Jianhua Wu // Applied Thermal Engineering. – 170. – 2020, – 115022. – <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115022>
8. Yusha, V. L. Modeling the work processes of slow-speed, long-stroke piston compressors / V. L. Yusha, V. I. Karagusov, S. S. Busarov // Chemical and Petroleum Engineering. – 2015. – Vol. 51. – Issue 3. – P. 177–182. – DOI: 10.1007/s10556-015-0020-5.
9. Yusha, V. L. The estimation of thermal conditions of highly-cooled long-stroke stages in reciprocating compressors / V.L. Yusha, V. G. Den'gin, S. S. Busarov, A. V. Nedovenchanyj, A. Yu. Gromov // Procedia Engineering. – 2015. – Vol. 113. – P. 264–269. – DOI: 10.1016/j.proeng.2015.07.333.
10. Yusha, V. L. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units / V. L. Yusha, S. S. Busarov, A. Y. Gromov // Chemical and Petroleum Engineering. – 2017. – Vol. 53 (7–8). – P. 453–458. – DOI: 10.1007/s10556-017-0362-2.
11. Yusha, V. L. Assessment of the relationship between the law of motion of the slow-speed long-stroke stage piston and the characteristics of the compressor unit drive / V. L. Yusha, S. S. Busarov, A. V. Nedovenchanyj // Oil and Gas Engineering (OGE-2019): AIP Conference Proceedings. – 2019. – Vol. 2141 (1). – 030004. – DOI: 10.1063/1.5122054.
12. Садвакасов, Д. Х. Анализ влияния факторов неопределенности на математическое моделирование процесса обратного расширения аммиака в тихоходной поршневой компрессорной ступени. Часть 1 [The analysis of influence of uncertainty factors on mathematical modeling of process of reverse expansion of ammonia in low-speed reciprocating compressor stage. Part 1] / Д. Х. Садвакасов, Г. И. Чернов, В. Л. Юша // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. – 2022. – Вып. 6, №. 1. – С. 44–54. – DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-1-44-54. (In Russ).
13. Садвакасов, Д. Х. Анализ влияния факторов неопределенности на математическое моделирование процесса обратного расширения аммиака в тихоходной поршневой компрессорной ступени. Часть 2 [The analysis of influence of uncertainty factors on mathematical modeling of process of reverse expansion of ammonia in low-speed reciprocating compressor stage. Part 2] / Д.Х. Садвакасов, Г.И. Чернов, В.Л. Юша // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. – 2022. – Вып. 6, №. 2. – С. 50–58. – DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-2-50-58. (In Russ).
14. CoolPack: программный комплекс для расчётов и построения моделей холодильных систем. – URL: <https://soft.mydiv.net/win/files-CoolPack.html>.

УДК 697.9

## AN INNOVATIVE METHOD FOR IMPROVING AIR CONDITIONING SYSTEMS USING CONTACT HEAT EXCHANGER

*Kogut V.E.<sup>a</sup>, Cand. Tech. Sc., associate professor, Bushmanov V.M.<sup>b</sup>, graduate student  
Zhykharieva N.V.<sup>c</sup>, Cand. Tech. Sc., associate professor  
Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine, 65039, Odessa, Kanatnaya Street, 112  
E-mail: a – vek.56@ukr.net; b – vvyPIO@gmail.com; c – zhikhareva.nata@gmail.com*

### Abstract

The article is dedicated to innovative methods for improving central air conditioning systems. The central air conditioner of a modular type is capable of operating in modes close to critical. To solve this issue, special modules were proposed, in which the developed ejector-type contact heat exchangers were used. The use of contact heat exchangers makes it possible to additionally heat the air in the air conditioner in winter. In summer, at high loads, use additionally cooled air, and in cases of increased heat load, water slurry. Methods for air heating, cooling and sludge production have been developed. These devices maintain the relative humidity of the air in the premises on the basis of contact heat exchangers-ejectors, allow either to humidify

with a fine spray of moisture into the air or to condense moisture from the air. The principle of operation is simple and is implemented in a small device. Obtaining a technical result is possible due to the special design of the ejection device, the use of cooling, heating, cleaning and drying due to the spraying of water in the air stream and aftercooling the air due to adiabatic expansion.

## **ИННОВАЦИОННЫЙ МЕТОД СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОНТАКТНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА**

*Когут В.Е.<sup>a</sup>, канд. тех. наук, доцент, Бушманов В.М.<sup>b</sup>*

*Жихарева Н.В.<sup>c</sup>, канд. тех. наук, доцент*

*Одесская Национальная Академия Пищевых Технологий,*

*Украина, 65039, Одеса, улица Канатная, 112*

*E-mail: a – vek.56@ukr.net; b – vvupio@gmail.com; c – zhikhareva.nata@gmail.com*

### **Аннотация**

Статья посвящена инновационным методам усовершенствования систем центрального кондиционирования. Центральный кондиционер модульного типа способен работать в режимах, близких к критическим. Для решения этого вопроса были предложены специальные модули, в которых использовались разработанные контактные теплообменники эжекторного типа. Использование контактных теплообменников позволяет дополнительно нагревать воздух в кондиционере зимой. Летом при больших нагрузках использовать дополнительно охлажденный воздух, а при повышенной тепловой нагрузке – водяную пульпу. Разработаны методы нагрева воздуха, охлаждения и производства шлама. Эти устройства поддерживают относительную влажность воздуха в помещениях на основе контактных теплообменников-эжекторов, позволяют либо увлажнять мелкодисперсным распылением влаги в воздух, либо конденсировать влагу из воздуха. Принцип работы прост и реализован в небольшом устройстве. Получение технического результата возможно за счет особой конструкции эжекторного устройства, применения охлаждения, нагрева, очистки и сушки за счет распыления воды в воздушном потоке и доохлаждения воздуха за счет адиабатического расширения.

### **Introduction**

In the context of accelerating scientific and technological progress, the task of increasing the energy efficiency of air conditioning systems has great national economic importance.

One of the main tasks of this complex problem is energy conservation. We solve a triune problem – optimization (minimization) of energy consumption while strictly complying with regulatory requirements for a comfortable living environment in residential, public and industrial facilities, strict compliance with technological requirements in production processes and minimizing the harmful impact on the environment.

Innovative methods for improving central air conditioning systems are shown. The modular type central air conditioner is capable of operating in modes close to critical. To solve this issue, special modules were proposed, in which the developed ejector-type contact heat exchangers were used. The use of contact heat exchangers allows you to additionally heat the air in the air conditioner in winter. In summer, at high loads, use additionally cooled air, and at increased heat load - water pulp. Methods for air heating, cooling and sludge production have been developed. These devices maintain the relative humidity of the air in the premises on the basis of contact heat exchangers-ejectors, allow either to humidify with a fine spray of moisture into the air, or to condense moisture from the air. The principle of operation is simple and implemented in a small device [1–3].

Obtaining a technical result is possible due to the special design of the ejector device, the use of cooling, heating, cleaning and drying by spraying water in the air flow and post-cooling the air due to adiabatic expansion.

An innovative method for improving air conditioning systems using contact heat exchangers

The central air conditioner of modular type is capable to work in the modes close to critical. To address this issue, special modules have been proposed that use ejector-type contact heat exchangers. The use of contact heat exchangers allows you to further heat the air in the air conditioner in winter. In summer, at high loads, use additional cooled air, and in cases of high heat load water sludge. Methods and devices for heating, cooling and sludge production have been developed for such cases.

We have considered the operation of the block central air conditioner in extreme conditions. To solve this problem, patented units in Ukraine with ejector humidifiers and air heaters have been proposed:

- Method of heating air, patent for invention. № u121951.
- Installation for air heating, patent for utility model № u140239.

- Installation for heating air № u140238, utility model patent № u142493.
- Method of condensation of carbohydrate vapors, utility model patent № u142494.
- Sludge production method, utility model patent № u117401
- Ejection air cooler, utility model patent № u117837.

• The method of cooling indoor air. At high ambient temperatures to reduce energy costs considered an auxiliary scheme of the fan with the addition of cooling water ice sludge (Installation for condensation of hydrocarbon vapors, utility model patent № u143331,

- Sludge production plant, utility model patent № u143626) [7–10].

For extreme conditions, the above patents allow the block central air conditioner to work normally without reducing energy efficiency.

The scientifically substantiated provisions for designing of air conditioning system on the basis of theoretical and research values which confirm adequacy of mathematical model to real physical objects are resulted.

In the area of subsonic velocities with this type of cooling, you can increase the total flow pressure (the so-called thermogasodynamic effect). This process can be obtained in a special device – an ejector heat exchanger. This device was developed at the Odessa Cold Academy. Figure 1 shows the scheme of the heat exchanger ejector and the distribution of temperature in it.

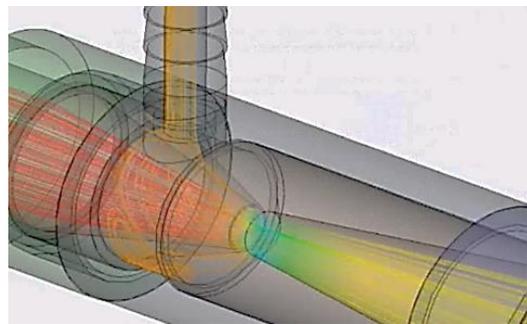


Figure 1 – Temperature distribution in the ejector-type contact heat exchanger

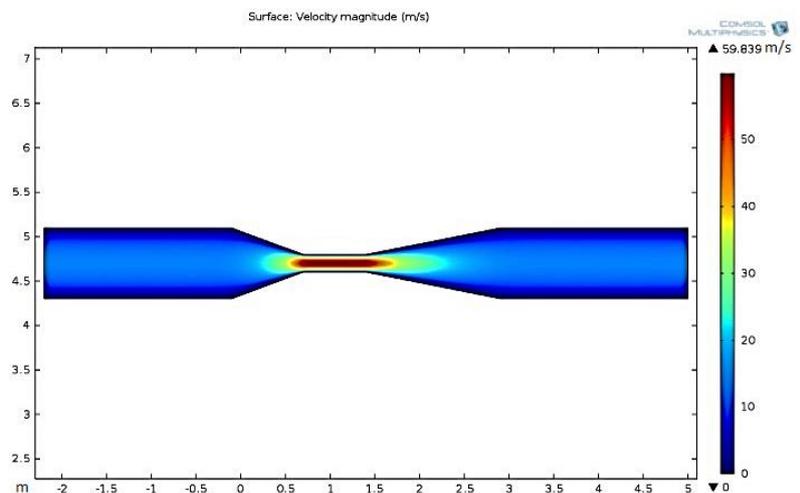


Figure 2 – Graphs of flow velocity in the ejector-type contact heat exchanger

We have patented a method of additional air cooling which shows that the ejection air cooler, which includes an air treatment unit in which the refrigerant spray is located, connected to the refrigerant supply line, according to the utility model additionally contains 30 superchargers and a container for storing refrigerant water, the air treatment unit is made in the form of an ejection device comprising a confuser, a mixing chamber and a diffuser, and the supercharger outlet is connected to the confuser of the ejection device, the water spray nozzle is located at the inlet of the mixing chamber [2–6].

Cooled and humidified air is supplied to the working area of the production room. The performance of the device is regulated by the speed of rotation of the supercharger, as well as control of the cooling water supply. Obtaining this technical result is possible due to the special design of the ejection device. This ensures a reduction in energy costs and the achievement of the air temperature required to maintain the set parameters

of technological conditioning in the working area. The ejection air cooler comprises an air treatment unit in which the coolant spray is located and connected to the coolant supply line. In addition, the cooler contains a supercharger and a container for storing the cooling agent - cold water, the air treatment unit is made in the form of an ejection device containing a confuser, mixing chamber and diffuser. The outlet of the supercharger is connected to the confuser of the ejection device, the nozzle for spraying water is located at the inlet of the mixing chamber and is connected through the water supply pipe with a container for storing cold water.

**Method and installation of air heater**

The problem is solved by the method of heating the air, which provides air supply supercharger to the device for heating air and subsequent supply of heated air to the working area, so that air with ambient temperature is supplied to the confuser ejection contact heat exchanger, then in the mixing chamber of the ejection type simultaneously supplied air accelerated to 45–60 m/sec in the confuser, and water with a temperature of 60–65 °C, sprayed through the nozzle, the resulting water-air mixture from mixing. The chamber is fed to the diffuser of the contact heat exchanger ejection type. The air mixture leaving the diffuser at a speed of 15–20 m/sec is fed into the separation tank, in which the water-air mixture is separated into air and water, and the heated air through the air duct is fed into the working area [7–10].

The water-air mixture is separated by passing it through the perforated elements with holes with a diameter of 10-60 mkm installed in the separation tank.

The air heating method is solved in an air heating unit comprising an air supercharger connected to a heat exchanger for heating the air, a heated air supply duct, a main heat exchanger for heating the working fluid and a pump for circulating the working fluid. liquids - water, separating tank, water tank and nozzle for spraying water into the air, heat exchanger for heating air is made in the form of a contact heat exchanger ejection type, containing a confuser, mixing chamber and diffuser; the outlet of the air supercharger is connected to the confuser of the contact heat exchanger of ejection type, the diffuser of which is connected to the inlet of the separating tank, the first outlet of which is connected to the heated air supply duct to the working area. which is connected to an auxiliary heat exchanger for heating water, connected to a water tank, the outlet of which is connected by a pipe with a nozzle for spraying water into the air, which is installed at the inlet of the mixing chamber.

Perforated elements with holes with a diameter of 10-60 mkm are installed in a separate container. The main heat exchanger for water heating is made in the form of a solar vacuum thermal tubular collector.

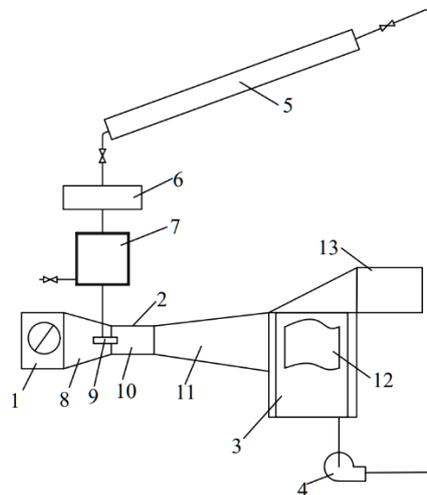


Figure 3 – Installation for air heating

The method of heating the air is shown in Figure 3. air supercharger 1, ejection type contact heat exchanger (KTET) 2, separation tank 3, pump 4 for water circulation, main heat exchanger for water heating 5, auxiliary heat exchanger for water heating 6, water tank 7, nozzle 9 for spraying water into the air, and the air duct 13 of the air supply to the working area KTET 2 contains a confuser 8, a mixing chamber 10 and a diffuser 11.

**Conclusions**

Innovative methods of improving air conditioning with the help of contact heat exchangers of the investment system to reduce the capital of the equipment of the central air conditioner of modular type by reducing the cost of basic equipment. Increase energy efficiency of installations for rational use of working time with high electricity consumption.

Devices have been developed that maintain air humidity in rooms based on contact heat exchangers of ejectors or moisten with a small spray of moisture in the air or condense moisture from the air. The principle of operation is simple and is implemented in small devices.

Devices based on contact heat exchangers of ejectors are easy to perform and have a low cost. Not an important redesign of the central type air conditioner. Devices based on ejector contact heat exchangers can work with the air conditioning system and do not require additional space for placement. Automatic control of processes is simple and necessary in the first level regulators. A position-type regulator is enough for successful operation. Traditional air conditioning systems in industrial plants and for creating comfortable conditions in general are up to the task. However, when loads change, it is necessary to select equipment with higher power during the design, knowingly increasing capital investments, thereby reducing the energy efficiency of the installation. Development of block-type air conditioning systems using contact heat exchangers to stabilize operation when loads change allows the use of standard equipment

The expected economic effect from the introduction of one device will Periodic connection of central air conditioning modules with contact heat exchangers does not increase the resistance of the network, because it does not require additional fan power.

#### REFERENCES

1. Zhykharieva, N. Thermo-economic approach to optimize air conditioning systems / N. Zhykharieva, M. Khmelniuk // *Refrigeration Science and Technology* – 2017. – 53(4). – P. 258–264.
2. Antonnikova, A.A. Physico-mathematical model of evaporation of droplet aerosols / A. A. Antonnikova, N. V. Korovin, O. B. Kudryashov, I. M. Vasenin // *Polzunovskiy vestnik*. – 2013. – № 1. – P. 123–126.
3. Volkov, R.S. Weber's numbers for herds of water-transformation shells during their free fall into the air // R. S. Volkov, G. V. Kuznetsov, P. A. Kujbin, P. A. Strizhak // *Pisma v ZhTF*. – 2015. – 41 (20). – P. 103–110.
4. Dohov, M.P. // *Uspehi sovremennogo estestvoznaniya fiziko-matematicheskikh nauk Kabardino-Balkarskoy gosudarstvennoy selskohozyaystvennoy akademii*. – 2006. – №10. – P. 65–66.
5. Tuz, V. O. Heat and mass transfer during adiabatic fluid boiling in channels of contact exchangers / V. O. Tuz, N. L. Lebed // *Applied Thermal Engineering*. – 2021. – Vol. 185.
6. Maneesh, D. Thermoeconomic optimization: deviation in procedures followed as a primitive approach to rankine powered vapour compression refrigeration system using R-245C / Maneesh D. and S.P.S. Rajput // *Journal of Environmental Research And Development*. – 2008. – № 3. – P.548–568.
7. Tuz, V.O. Evaporative cooling of the liquid film in slot channels with capillary-porous walls under natural convection / V.O. Tuz, N.L. Lebed, O.M. Tarasenko // *Thermal Science and Engineering Progress*. – 2020. – № 18.
8. Kohut, V. The filter on the basis of the ejector of the heat exchanger for purification of harmful substances from flue gases using heat exchanger as combustion gas filter / V. Kohut, V. Bushmanov, N.V. Zhykharieva // *AIP Conference Proceedings*. – 2020. – Vol. 2285, Issue 1.
9. Zhykharieva, N.V. Modeling and optimization of air conditioning systems. – Odesa: TPP, 2016. – 172 p.
10. Butovskiy, I. Anticipated economic return from application of the ejector heat exchanger for light fraction hydrocarbon condensation on the petroleum storage depot / I. Butovskiy, V. Kohut, N. Zhykharieva, M. Khmelniuk // *Refrigeration and technology*. – 2016. – 52 (3). – P. 25–28.
11. Kohut, V.E. Application of ejector heat exchangers in various industries / V.E. Kohut, E. Y. Butovsky // *Eastern European Journal of Advanced Technologies*. – 2014. – № 1 (71). – P. 51–58.
12. Kohut, V.E. Application of the heat exchanger- ejector in installations of industrial cooling of air // V.E. Kohut, E.Y. Butovsky, M.G. Khmelnyuk, N.V. Zhykharieva // *Refrigeration and technology*. – 2015. – № 1. – P. 21–25.
13. Patent for invention №u 121838. The method of heating the air / V.E. Kohut, E.O. Baboy, R.E. Talibli, N.V. Zhykharieva, M.G., Khmelnyuk, O.V. Doroshenko. – Application №u2019078851, № 14 (2020).
14. Patent for utility model № u143331. Sludge production method / Kohut V.E, Talibli R.E, Zhykharieva N.V, Khmelnyuk M.G, Doroshenko O.V. – Application №u202000340, № 14 (2020).
15. Patent for utility model №u 117401. Ejection air cooler / V.E. Kohut, E.D. Butovsky, V.O. Bushmanov, M.G. Khmelnyuk, N.V. Zhykharieva. – Application №u201700181, № 12 (2017).

## НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЕ РАЗДЕЛЕНИЕ ПРИРОДНОГО ГАЗА

*Волчок В.А., канд. тех. наук  
Одесский национальный технологический университет, Украина, 65039,  
Одесса, ул. Канатная, 112  
E-mail: recvicv@gmail.com*

### **Аннотация**

Рассмотрены вопросы низкотемпературной подготовки конденсатсодержащих газов и извлечения углеводородного конденсата. Установлена особенность снижения температуры нестабильного конденсата из низкотемпературного сепаратора при его дросселировании. Сформулировано предложение, направленное на увеличение извлечения пропана и бутанов из природного газа.

## LOW-TEMPERATURE PREPARATION OF NATURAL GAS

*Volchok V.A., Cand. Tech. Sc.  
Odessa National University of Technology, Ukraine, 65039, Odessa, Kanatnaya Str., 112  
E-mail: recvicv@gmail.com*

### **Abstract**

The issues of low-temperature separation of natural gas are considered. The advantages and disadvantages of the applied gas separation schemes are analyzed. Promising areas for their improvement are identified.

### **Введение**

Природный и попутный нефтяной газы занимают большую долю в нефтехимических технологиях. Разработка и внедрение схем низкотемпературной подготовки и переработки газа становится важной задачей отрасли. От качества подготовки газа к транспортированию зависит безаварийная и стабильная эксплуатация газотранспортной системы. Низкотемпературное разделение природного газа позволяет получить в конечном итоге не только товарный газ и жидкие углеводороды, а дает возможность очистки от примесей в виде газов и капельной жидкости, твердых частиц, водяного пара, сероводорода и углекислого газа.

Работа установки комплексной переработки газа на проектном температурном уровне низкотемпературной сепарации (НТС) минус 30°C обеспечивает степени извлечения пропана 47,2%, бутанов – 75,2%, C5+ – более 99%, а в целом C3+ – на уровне 87%. Таким образом, показатели извлечения пропана и бутана находятся на недостаточно высоком уровне. Эти показатели могут быть увеличены, что требует модификации технологического процесса.

#### **Объекты и методы исследования**

Объектом исследования являются технологические схемы промышленной низкотемпературной подготовки конденсатсодержащих газов и извлечение углеводородного конденсата. На промышленных установках комплексной переработки газ подвергается предварительной обработке с целью извлечения из его состава механических примесей, влаги и фракций низкокипящих углеводородов.

В основе этой переработки лежит ряд низкотемпературных процессов переработки газа. За последние годы опубликован ряд работ посвященных низкотемпературной обработке природного газа [2–4]. Отечественный и мировой опыт оперирует такими процессами как дросселирование, теплообмен двух потоков, адиабатное сжатие и расширение, сепарация, конденсация, абсорбция и ректификация. Они направлены на одновременное разделение природного газа и выделение из его состава тяжелых углеводородов в жидком состоянии с последующей транспортировкой по трубопроводу.

При снижении температуры газового потока возможно образование гидратов, которые образуются в газопроводе в виде твердых кристаллов. Образовавшиеся гидратные пробки, особенно в местах наличия центров кристаллизации (твердые частицы, дефекты арматуры), могут полностью закупорить трубопровод. В присутствии влаги сероводород вызывает коррозию металла. Наличие углекислого газа приводит к уменьшению теплоты сгорания газа. До поступления в магистральный газопровод газ должен быть осушен и очищен от примесей.

Наиболее распространенным и доступным способом низкотемпературной переработки газа является НТС. Она характеризуется наименьшими эксплуатационными затратами, что связано с возможностью снижения температуры и давления до достижения равновесных условий сепарации. В

основе лежит принцип ступенчатого охлаждения добытого газа с использованием дросселя или эжектора с последующим разделением смеси на газ и сконденсировавшиеся углеводороды  $C_3$ - $C_4$ . Не сконденсировавшиеся из газа углеводороды  $C_{5+}$  поступают в магистральный трубопровод.

В отличие от дроссельного устройства эжектор дает возможность вовлечения низконапорных газов в основной поток. Остаточное содержание и степень извлечения компонентов смеси определяются основными параметрами, влияющими на эффективность НТС: состав исходного газа, давление, температура, фазовое равновесие и производительность сепаратора. Причиной низкой эффективности НТС является постоянное снижение давления добываемого газа, снижение содержания  $C_{5+}$  и как следствие снижение перепада давления на дроссельном вентиле, что влечет за собой повышение температуры сепарации. Изобарный процесс дросселирования газа обеспечивает снижение его температуры при достаточно большом перепаде давлений. Для достижения наивысшей степени извлечения углеводородов процесс НТС необходимо проводить при оптимальных термобарических соотношениях. По различным оценкам это диапазон давлений 4,5 – 5 МПа при температуре вблизи  $-30^{\circ}\text{C}$  [2, 3].

Абсорбционная технология применяется для подготовки природного газа как при температуре окружающей среды, так и при пониженных температурах. Второй способ предпочтительней, поскольку процесс абсорбции происходит в тех случаях, когда парциальное давление извлекаемого компонента газовой смеси выше, чем в абсорбенте. Чем выше разница парциальных давлений, тем интенсивней будет протекать процесс абсорбции. Масляная абсорбция при плюсовых температурах обладает низкой эффективностью, что выражено в высоком удельном расходе абсорбента и низкой степени извлечения углеводородов.

Снижение температуры процесса абсорбции возможно применением эжекторного устройства или турбодетандерного агрегата (ТДА) с заменой в качестве абсорбента нефтяных фракций на углеводородный конденсат, получаемый в первичном сепараторе. Такая замена обладает большей эффективностью в плане возрастания удельного выхода нестабильного конденсата при прочих равных условиях. В конечном итоге получаем объединение двух процессов – НТС на первичном сепараторе и низкотемпературная абсорбция в абсорбере.

Низкотемпературная ректификация (НТР) и дальнейшая сепарация газа осуществляется при температурах близких к  $-50^{\circ}\text{C}$ . Характерной особенностью является наличие тарельчатой или насадочной ректификационной колонны, в которую в качестве сырья поступает нестабильный конденсат из первого сепаратора, орошаемый конденсатор, выделенным из последующих стадий сепарации.

Несмотря на использование внешнего каскадного холодильного цикла на многокомпонентном хладагенте, НТР требует меньших капиталовложений по сравнению с использованием ТДА. Направленный в колонну конденсат подвергается разделению в процессе непрерывного фазового обмена между холодными жидкими углеводородами и газом. Этим достигается наивысшая эффективность извлечения углеводородов  $C_3$ - $C_4$  и  $C_{5+}$  при сравнительно небольшом давлении.

Использование ТДА обусловлено возможностью достижения более низких температур при том же перепаде давления, по сравнению с дроссельной или эжекторной технологиями.

Эффективность НТР определяется давлением и температурой охлаждения газа и конденсата и как следствие высокой степенью извлечения компонентов. Особенности состава месторождения и требований, предъявляемых к конденсату, повлекли за собой разнообразие технологий НТР, каждая из которых имеет свои технологические особенности.

Результаты и их обсуждение

Промысловая подготовка газов залежей на месторождениях осуществляется с использованием низкотемпературных технологий сепарации. Это позволяет снизить остаточное содержание углеводородов  $C_{5+}$  в товарном газе.

### **Заключение**

Проанализированы существующие технологические схемы промысловой подготовки природного газа газоконденсатных месторождений и определены их эффективности. На эффективность низкотемпературной подготовки природного газа для транспортировки в однофазном состоянии влияют: состав и свойства газа, интенсивность охлаждения газа и конденсата. Анализ эффективности низкотемпературной обработки природного газа позволит улучшить функциональные возможности моделирующих систем с учетом влияния внешних факторов на показатели действующих производств.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ланчаков, Г.А. Технологические процессы подготовки природного газа и методы расчёта оборудования / Г.А. Ланчаков, А.Н. Кульков, Г.К. Зиберт. – М.: Недра, 2000. – 279 с. – ISBN: 5-8365-0047-9.

2. Истомин, В.А. Низкотемпературные процессы промышленной обработки природных газов / В.А. Истомин. – М.: ИРЦ Газпром, 1999. – 76 с.
3. Дунаев, А.В. Особенности технологических процессов промышленной подготовки природного газа с низким конденсатным фактором [Текст] / А.В. Дунаев, Д. М. Федулов, А.Н. Кубанов, В.А. Истомин // Газовая промышленность. – 2015. – № 11. – С. 80–83.
4. Прокопов, А.В. Повышение эффективности низкотемпературного абсорбционного извлечения углеводородов  $C_{5+}$  из газа газоконденсатных месторождений [Текст] / А.В. Прокопов, В.А. Истомин, Д. М. Федулов, А. Г. Дедов // Химическая технология. – 2017. – №7. – С. 308–314.

УДК 621.565.83, 66.045.129.9

## РАСЧЕТ ТОЛЩИНЫ ИЗЛУЧАЮЩЕЙ ПЛАСТИНЫ РАДИАТОРА

*Цой А.П.<sup>1а</sup>, Докт. тех. наук, профессор, Грановский А.С.<sup>2б</sup>*

*Алматинский технологический университет, Казахстан, 050012, Алматы, улица Толе би, 100  
E-mail: a – teniz@bk.ru ; b – granovskiy.a@rambler.ru*

### Abstract

A method has been developed for calculating the thickness of the plate of a radiator used for radiative cooling by removing heat in the form of infrared radiation through the atmosphere. The method makes it possible to determine the thickness of the radiating plate depending on the distance between pipes, the heat flux, and also depending on the allowable change in the temperature of the radiating surface in the space between pipes. For radiators used in air conditioning, with a pipe spacing of 100 mm, the aluminum plate must have a thickness of 0.8 mm.

## CALCULATION OF RADIATING PLATE THICKNESS OF THE RADIATOR

*Tsoy A.P.<sup>1a</sup>, Doct. Tech. Sc., professor, Granovskiy A.S.<sup>2b</sup>*

*Almaty Technological University, Kazakhstan, 050012, Almaty, Tole bi street, 100  
E-mail: a – teniz@bk.ru ; b – granovskiy.a@rambler.ru*

### Аннотация

Разработан метод расчета толщины излучающей пластины радиатора, используемого для радиационного охлаждения путем отведения тепла в виде инфракрасного излучения через атмосферу. Метод позволяет определить толщину излучающей пластины в зависимости от межтрубного расстояния, отводимого теплового потока, а также в зависимости от допустимого изменения температуры излучающей поверхности в межтрубном пространстве. Для радиаторов, применяемых в кондиционировании воздуха, при межтрубном расстоянии 100 мм пластина из алюминия должна иметь толщину 0,8 мм.

### Введение

В настоящее время актуален поиск путей повышения энергетической эффективности холодильных машин. Радиационное охлаждение (РО) является альтернативным энергоэффективным способом охлаждения. РО осуществляется за счет передачи теплоты в виде инфракрасного излучения через атмосферу планеты в окружающее космическое пространство [1].

В последние годы значительное внимание уделяется исследованию материалов с селективным спектром излучения/поглощения, при нанесении которых на излучающую поверхность радиатора можно добиться увеличения теплового потока излучением, а также осуществлять РО в дневное время [2, 3]. Несмотря на проведенные работы, радиаторы, используемые для отведения теплоты, как правило передают не более 100 Вт тепловой мощности с 1 м<sup>2</sup> излучающей поверхности. Из-за этого для большинства холодильных систем требуется большая площадь излучающей поверхности радиатора. Соответственно требуется большое количество материалов, в связи с чем радиаторы имеют значительную стоимость и их использование не получает массового распространения. Тем не менее в большинстве исследований оптимизации конструкции радиатора не уделяется должного внимания и принципы выбора основных конструктивных параметров не рассматриваются детально [4–6].

В настоящее время наибольшее распространение получили радиаторы ребристо-трубной конструкции. В таких радиаторах теплоноситель движется в трубы. К трубам прикреплены пластины (ребра), которые образуют излучающую поверхность.

Использование излучающей пластины слишком большой толщины приводит к значительному удорожанию радиатора. Если же толщина излучающей пластины недостаточна, она не пропускает через себя достаточное количество теплоты. В результате по мере удаления от трубки для теплоносителя, происходит снижение температуры излучающей поверхности. Из-за этого снижается количество теплоты, отводимое в окружающую среду.

Во многих работах для оптимизации конструкции радиатора для применения в конкретных условиях производится серия вычислительных экспериментов с применением метода конечных элементов [5, 7]. Однако моделирование радиатора методом конечных элементов является трудоемкой задачей. В связи с этим необходимо разработать теоретические методики для расчета основных конструктивных характеристик радиатора.

Целью данного исследования является снижения материалоемкости радиаторов.

Задачи исследования:

- определение допустимого изменения температуры излучающей поверхности в межтрубном пространстве;
- разработка методики для расчета требуемой толщины излучающей поверхности в зависимости от количества теплоты, которое должен передавать радиатор;

#### **Объекты и методы исследования**

Рассмотрим типичную конструкцию ребристо-трубного радиатора (рисунок 1). В нем излучающая пластина 4, представляет собой тонкий металлический лист. Излучающая пластина накрывает сверху параллельные трубы для теплоносителя 2. Трубы для теплоносителя уложены на расстоянии  $w_p$  друг от друга. При этом они могут быть уложены в виде змеевика, или между двумя коллекторами (как показано на рисунке).

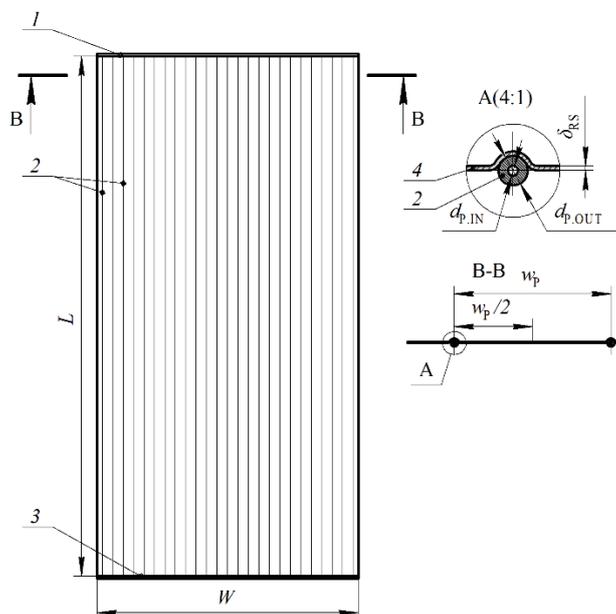


Рисунок 1 – Ребристо-трубный радиатор: 1 – распределительный коллектор; 2 – трубки для теплоносителя; 3 – собирающий коллектор; 4 – излучающая пластина.

а

б

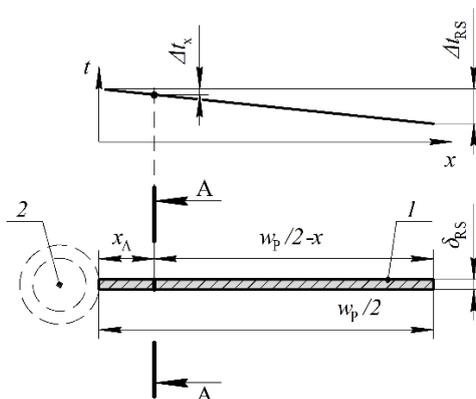


Рисунок 2 – Схема к расчету теплового потока через излучающую пластину: а – график изменения температуры по длине излучающей пластины; б – размеры излучающей пластины

Толщина излучающей пластины  $\delta_{RS}$  в данном случае определяется количеством теплоты, которое должно быть передано от теплоносителя в трубке в окружающую среду.

Излучающая пластина радиатора получает теплоту от трубок, по которым движется теплоноситель. Далее теплота распределяется по излучающей пластине и проходит к её излучающей поверхности.

Для определения минимальной толщины излучающей пластины рассмотрим тепловой поток, проходящий через нее (рисунок 2б).

Тепловой поток, проходящий от трубки 2 через сечение А излучающей пластины 1 за счет теплопроводности, определяется по простейшей формуле для плоской стенки:

$$Q_A = \frac{\Delta t_x \cdot \lambda_{RS} \cdot F_A}{x_A} = \frac{\Delta t_x \cdot \lambda_{RS} \cdot \delta_{RS} \cdot L}{x_A}, \quad (1)$$

где  $x_A$  – расстояние от левого края пластины до рассматриваемого сечения, м;

$\Delta t_x$  – разница между температурой у левого края пластины и температуры рассматриваемого сечения А на расстоянии  $x$  от края, °С;

$\lambda_{RS}$  – коэффициент теплопроводности материала пластины, Вт·м<sup>-1</sup>·°С<sup>-1</sup>;

$L$  – длина пластины (в направлении перпендикулярном плоскости рисунка), м. В данном случае для простоты примем ее равной 1 м.

$F_A$  – площадь пластины в сечении А, м<sup>2</sup>;

$\delta_{RS}$  – толщина пластины в сечении А, м;

Тепловой поток  $Q_A$ , проходящий через сечение А должен быть равен количеству теплоты, отводимому в окружающую среду через часть излучающей поверхности, расположенной правее сечения А:

$$Q_A = q_{SUM} \cdot \left( \frac{w_p}{2} - x_A \right) \cdot L, \quad (2)$$

где  $q_{SUM}$  – ожидаемый удельный тепловой поток, отводимый с единицы площади излучающей поверхности за счет совместного действия теплового излучения  $q_{RAD}$  и конвекции  $q_{CONV}$ , Вт/м<sup>2</sup>. Он вычисляется как  $q_{SUM} = q_{RAD} + q_{CONV}$ .

$w_p$  – межтрубное расстояние, м;

Удельный тепловой поток  $q_{SUM}$  упрощенно можно рассчитать упрощенно в заданных условиях окружающей среды, если принять температуру во всех точках излучающей поверхности одинаковой и равной температуре теплоносителя.

Тепловой поток за счет излучения  $q_{RAD}$  можно рассчитать по стандартной формуле, основанной на законе Стефана-Больцмана для случая теплообмена между двумя параллельными пластинами, [8,9,с.492]. Конвективный тепловой поток  $q_{CONV}$  рассчитывается по стандартной методике для случая естественной конвекции над горизонтальной поверхностью [10].

Приравняв правые части уравнений (1) и (2), выразим толщину пластины  $\delta_{RS}$  в сечении А:

$$\delta_{RS} = \frac{q_{SUM} \cdot x_A \cdot (0,5 \cdot w_P - x_A)}{\Delta t_A \cdot \lambda_{RS}} = \frac{q_{SUM} \cdot w_P \cdot (0,5 \cdot w_P - x_A)}{2\Delta t_{RS} \cdot \lambda_{RS}}, \quad (3)$$

где  $\Delta t_A$  – изменение температуры между левым краем излучающей пластины и сечением А. В формуле (3) принято, что температура пластины вдоль координаты  $x$  изменяется линейно (рисунок 2), из-за чего:

$$\Delta t_A = \Delta t_{RS} \cdot \frac{x_A}{0,5 \cdot w_P}. \quad (4)$$

Приняв  $x_A=0$  получим формулу для расчета требуемой минимальной толщины излучающей пластины вблизи от трубки:

$$\delta_{RS} = \frac{q_{SUM} \cdot w_P^2}{4 \cdot \Delta t_{RS} \cdot \lambda_{RS}} = \frac{q_{SUM}}{\Delta t_{RS}} \cdot K_{RS}, \quad (5)$$

где  $\Delta t_{RS}$  – допустимое изменение температуры излучающей поверхности, °С;

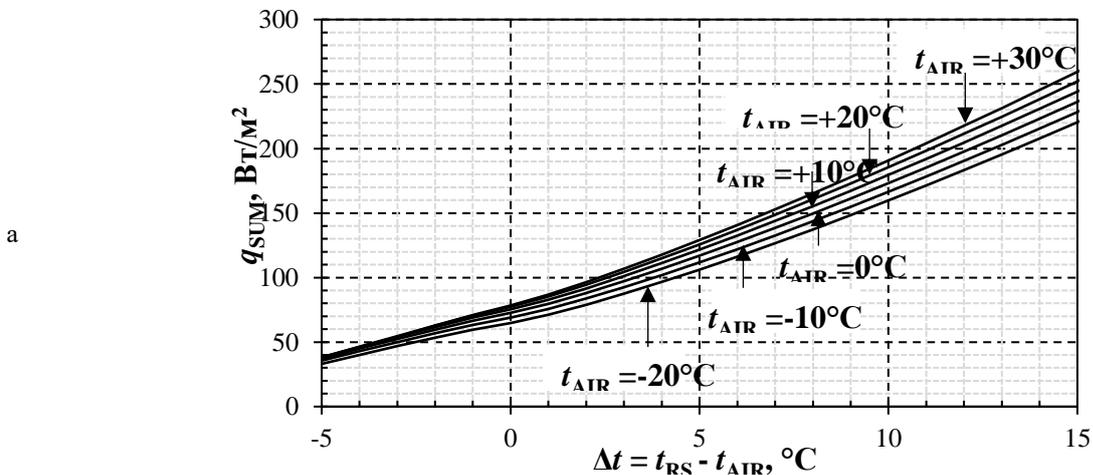
$K_{RS}$  – коэффициент, определяющий влияние шага между трубками и теплопроводности излучающей пластины на ее толщину, определяемый выражением:

$$K_{RS} = \frac{w_P^2}{4 \cdot \lambda_{RS}}. \quad (6)$$

### Результаты и их обсуждение

На рисунке 3 представлен результат расчета удельного теплового потока  $q_{SUM}$ , отводимого от излучающей поверхности радиатора за счет совместного действия излучения и конвекции. Расчеты проведены для температур атмосферного воздуха  $t_{AIR}$  в диапазоне от -20 до +30°С. При этом по горизонтальной оси на графике отмечена разность  $\Delta t$  между принятой температурой излучающей поверхности  $t_{RS}$  и температурой воздуха  $t_{AIR}$ . При расчете также было принято, что относительная влажность воздуха составляет 30%, облака отсутствуют. Относительная излучательная способность радиатора принята равной 0,9. Излучающая поверхность расположена на высоте уровня моря. Результат расчета применим для оценки максимального теоретически-возможного количества теплоты, сбрасываемого единицей площади излучающей поверхности радиатора в ночное время (когда отсутствует солнечная радиация). На рисунке 3а представлены данные для  $\Delta t$  в диапазоне от -5 до +15°С. На рисунке 3б представлены данные для  $\Delta t$  в диапазоне от -5 до +50°С.

Например, если температура атмосферного воздуха равна +30°С, а температура излучающей поверхности равна температуре воздуха ( $\Delta t=0^\circ\text{C}$ ),  $q_{SUM}=78 \text{ Вт/м}^2$ .



6

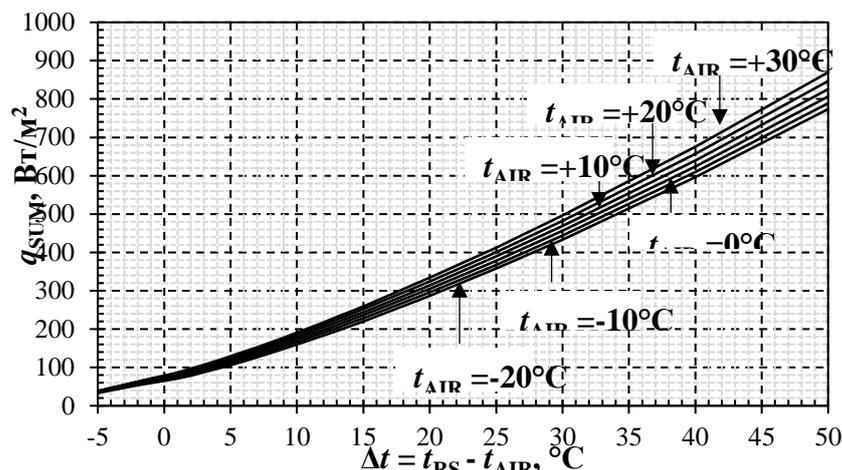


Рисунок 3 – Удельный тепловой поток за счет совместного действия теплового излучения и конвекции в зависимости от  $\Delta t$  при различных температурах атмосферного воздуха  $t_{AIR}$

Данные рисунка 3 можно также использовать для оценки допустимого изменения температуры  $\Delta t_{RS}$  по длине излучающей поверхности в межтрубном пространстве. Из практического опыта работы с холодильными машинами известно, что к видимым изменениям работы теплообменника обычно приводит снижение теплового потока на величину более  $\Delta q=10\%$ . Снижение теплового потока на 30% уже приводит к ощутимому снижению производительности теплообменника. Допустим, что радиатор отводит тепло от теплоносителя, когда температура атмосферного воздуха составляет  $+30^\circ\text{C}$  и температура теплоносителя равна также  $+30^\circ\text{C}$  ( $\Delta t=0^\circ\text{C}$ ). Радиатор применяется для кондиционирования воздуха, как это было предложено в работе [11]. В заданных условиях, как было показано ранее по рисунку 3а видно, что теоретический тепловой поток  $q_{SUM}=78 \text{ Вт/м}^2$ . Для снижения теплового потока на 10% до  $70 \text{ Вт/м}^2$ ,  $\Delta t$  должно принять значение  $-1^\circ\text{C}$ . Т.е., другими словами, если температура излучающей поверхности в межтрубном пространстве снизиться на  $1^\circ\text{C}$ , то отводимый тепловой поток уменьшится на 10%. Учитывая, что температура излучающей поверхности изменяется линейно средняя температура излучающей поверхности будет составлять  $29,5^\circ\text{C}$ . Для снижения теплового потока на 30% до  $55 \text{ Вт/м}^2$ ,  $\Delta t$  должно принять значение  $3^\circ\text{C}$ . Таким образом в заданных условиях допустимо, что температура излучающей поверхности по длине  $\Delta t_{RS}$  при разработке радиатора для заданных условий должна находиться в диапазоне от 1 до  $3^\circ\text{C}$ .

Результат аналогичных построений для разных значений  $t_{AIR}$  и  $\Delta t$  представлен в таблице 1.

Таблица 1 – Допустимое изменение температуры  $\Delta t_{RS}$  по длине излучающей поверхности радиатора

Температура атмосферного воздуха $t_{AIR}$ , $^\circ\text{C}$	-20					+30				
Ожидаемая разница между температурой теплоносителя и температурой воздуха $\Delta t$ , $^\circ\text{C}$	-2	0	5	10	15	-2	0	5	10	15
$\Delta q=10\%$	1,2	1,5	1,5	1,3	1,6	0,7	1,0	1,2	1,8	1,8
$\Delta q=30\%$	2,5	2,5	3,2	4,4	5,5	2,2	3,0	3,2	4,6	5,5

Стоит также учитывать, что конечная температура излучающей поверхности будет также зависеть от коэффициента теплоотдачи от теплоносителя к стенке трубы, от термического сопротивления стенки трубы, от термического сопротивления контакта трубы и излучающей пластины. Поэтому рекомендуется принимать  $\Delta q=10\%$ . Тогда допустимое изменение температуры по длине излучающей поверхности  $\Delta t_{RS}$  при температуре атмосферного воздуха  $+30^\circ\text{C}$  будет составлять от 0,7 до  $1,8^\circ\text{C}$  в зависимости от  $\Delta t$ .

Из формулы 3 следует, что требуемая толщина излучающей пластины может уменьшаться линейно по мере удаления от оси трубы. При этом в центре между трубами при  $x_A=0,5w_P$  требуемая толщина пластины становится равной нулю. Т.е. при массовом изготовлении радиаторов можно изготавливать специальный профиль с изменяемой толщиной пластины. Теоретически это позволяет снизить материалоемкость радиатора в 2 раза.

Из формулы 5 следует, что требуемая толщина пластины пропорциональна квадрату межтрубного расстояния  $w_p$ . Следовательно межтрубное расстояние не следует принимать слишком большим. Так сокращение межтрубного расстояния от 100 до 50 мм приводит к уменьшению требуемой толщины излучающей пластины в 4 раза.

В таблице 2 представлен результат расчета требуемой толщины излучающей пластины из алюминия (теплопроводность  $200 \text{ Вт}\cdot\text{м}^{-1}\cdot\text{К}^{-1}$ ) в непосредственной близости от трубки по формуле 5 при  $q_{\text{SUM}}=100 \text{ Вт}/\text{м}^2$  и различных значениях  $w_p$  и  $\Delta t_{\text{RS}}$ .

Таблица 2 – Требуемая толщина излучающей пластины  $\delta_{\text{RS}}$  (мм) в зависимости от межтрубного расстояния и допустимого изменения температуры излучающей поверхности  $\Delta t_{\text{RS}}$

Допустимое изменение температуры излучающей поверхности $\Delta t_{\text{RS}}$ , °C	Межтрубного расстояния $w_p$ , мм								
	25	50	75	100	125	150	200	250	300
<b>0,1</b>	0,78	3,13	7,03	12,5	19,5	28,1	50,0	78,1	112,5
<b>0,2</b>	0,39	1,56	3,52	6,25	9,80	14,1	25,0	39,1	56,3
<b>0,5</b>	0,16	0,63	1,41	2,50	3,91	5,63	10,0	15,6	22,5
<b>1,0</b>	0,08	0,31	0,70	<b>1,25</b>	1,95	2,81	5,00	7,81	11,3
<b>2,0</b>	0,04	0,16	0,35	0,63	0,98	1,41	2,50	3,91	5,63
<b>3,0</b>	0,03	0,10	0,23	0,42	0,65	0,94	1,67	2,60	3,75
<b>5,0</b>	0,02	0,06	0,14	0,25	0,39	0,56	1,00	1,56	2,25

Для других металлов толщина пластины будет изменяться обратнопропорционально теплопроводности. Например, если изготавливать излучающую поверхность из стали (с теплопроводностью  $58 \text{ Вт}\cdot\text{м}^{-1}\cdot\text{К}^{-1}$ ) требуемая толщина пластины при  $\Delta t_{\text{RS}}=1,0^\circ\text{C}$  и  $w_p=100$  мм составит  $1,25\cdot 200/58=4,3$  мм. Требуемая толщина излучающей пластины из меди составляет 0,62 мм, из свинца 7,1 мм. Рассчитаем стоимость материалов для изготовления  $1 \text{ м}^2$  излучающей пластины на основе текущей стоимости металлов на бирже. Пластина из алюминия будет стоить 8,4 USD/ $\text{м}^2$ , пластина из меди 46,4 USD/ $\text{м}^2$ , пластина из свинца 161,4 USD/ $\text{м}^2$ , пластина из стали 13,1 USD/ $\text{м}^2$ . Таким образом использование алюминия позволяет максимально снизить стоимость радиатора.

Проведенные теоретические исследования позволяют определить требуемую толщину излучающей пластины. Например, рассмотрим распространенный случай, когда в радиаторе охлаждается теплоноситель из системы кондиционирования воздуха, температура атмосферного воздуха  $+20^\circ\text{C}$ , температура теплоносителя  $+20^\circ\text{C}$ . Из рисунка 3 видно, что теоретический тепловой поток с излучающей поверхности составит около  $66 \text{ Вт}/\text{м}^2$ . Из таблицы 1 при заданных условиях и  $\Delta q=10\%$  имеем допустимое изменение температуры по длине излучающей поверхности  $\Delta t_{\text{RS}}=1,0^\circ\text{C}$ . Если расстояние между трубками радиатора составляет 100 мм, по формуле 5 имеем требуемую толщину излучающей пластины из алюминия 0,8 мм. Полученный результат расчета толщины в заданных условиях соответствует результатам предыдущего опыта разработки радиаторов [12]. Если же межтрубное расстояние сократить до 50 мм, то толщина излучающей пластины составит 0,2 мм.

Предлагаемая методика расчета толщины пластины может быть также использована для солнечных коллекторов аналогичной конструкции. К примеру, результат расчета солнечного коллектора по предложенной методике в условиях, заданных в работе [13], дает требуемую толщину пластины 0,4 мм, что полностью соответствует данным в указанной работе.

### **Заключение**

Результаты работы можно использовать при разработке радиаторов, применяемых для радиационного охлаждения теплоносителя. Разработанная теоретическая методика позволяет определять требуемую толщину излучающей пластины. При этом методика может быть использована при температуре атмосферного воздуха от  $-20$  до  $+30^\circ\text{C}$ , когда разница между температурой теплоносителя и температурой атмосферного воздуха составляет от  $+50$  до  $-5^\circ\text{C}$ . Также данную методику потенциально можно использовать для расчёта толщины излучающей пластины солнечных коллекторов.

Расчет показал, что для обычных радиаторов, применяемых для охлаждения теплоносителя в системах кондиционирования воздуха, при межтрубном расстоянии 100 мм, толщина излучающей пластины должна составлять около 0,8 мм.

Методику не рекомендуется использовать для расчета излучающих пластин из материалов с теплопроводностью менее  $10 \text{ Вт}/\text{м}^2\cdot\text{К}^{-1}$ , так как в пластинах большой толщины может быть необходимо учитывать неравномерность температуры по толщине пластины.

Анализ расчетных зависимостей также показал, что материалоемкость излучающей пластины радиатора можно снизить в два раза путем линейного уменьшения толщины излучающей поверхности по мере удаления от трубки для теплоносителя.

#### **Благодарности**

Исследование финансируется Комитетом науки Министерство науки и высшего образования Республики Казахстан (грант № AP09258901).

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Zhao, B. Radiative cooling: A review of fundamentals, materials, applications, and prospects / B. Zhao, M. Hu, X. Ao, N. Chen, G. Pei // *Appl. Energy*. – 2019. – Vol. 236 – P. 489–513. – <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.12.018>.
2. Pech-May, N.W. Tunable daytime passive radiative cooling based on a broadband angle selective low-pass filter / N.W. Pech-May, M. Retsch // *Nanoscale Adv.* – 2020. – Vol. 2, № 1. – P. 249–255. – <https://doi.org/10.1039/c9na00557a>.
3. Ko, B. Metamaterial-based radiative cooling: Towards energy-free all-day cooling / B. Ko, D. Lee, T. Badloe, J. Ro // *Energies*. – 2019. – Vol.12, № 1. – P. 1–14. – <https://doi.org/10.3390/en12010089>.
4. Tevar, J. a. F. Modelling and experimental analysis of three radioconvective panels for night cooling / J. a. F. Tevar [et al.] // *Energy Build.* – 2015. – Vol. 107 – P. 37–48. – <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.07.027>.
5. Sima, J. Theoretical Evaluation of Night Sky Cooling in the Czech Republic / J. Sima, O. Sikula, K. Kustova, J. Plasek // *Energy Procedia*. – 2014. – Vol. 48 – P. 645–653. – <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.02.075>.
6. Goldstein, E.A. Sub-ambient non-evaporative fluid cooling with the sky / E.A. Goldstein, A.P. Raman, S. Fan // *Nat. Energy*. – 2017. – Vol. 2, № 9. – P. 17143. – <https://doi.org/10.1038/nenergy.2017.143>.
7. Цой, А.П. Исследование радиаторов трубчатой конструкции системы ночного радиационного охлаждения / А. П. Цой, А. С. Грановский, А. В. Бараненко // *Международная научно-техническая конференция “Казахстан-Холод 2016.”* – Алматы: Алматинский технологический университет, 2016. – С. 126–133.
8. Ahmad, M. I. Nocturnal Cooling Technology for Building Applications / M.I. Ahmad, H. Jarimi, S. Riffat. – Singapore: Springer, 2019. – 77 p. – <https://doi.org/10.1007/978-981-13-5835-7>.
9. Zhao, D. Radiative sky cooling: Fundamental principles, materials, and applications / D. Zhao, A. Ailli, Y. Zhai, Sh. Xu, G. Tan, X. Yin, R. Yang // *Appl. Phys. Rev.* – 2019. – Vol. 6, № 2. – P. 021306. – <https://doi.org/10.1063/1.5087281>.
10. Мухачев, Г.А. Термодинамика и теплопередача : Учеб. для авиац. вузов. / Г.А. Мухачев, В.К. Щукин. – М.: Высшая школа, 1991. – 480 с.
11. Tsoy, A.P. Simulation of radiation cooling system for air conditioning (in russian) / A.P. Tsoy, A.S. Granovskiy, D.A. Tsoy, A.V. Baranenko // *J. Int. Acad. Refrig.* – 2019, № 3. – P. 3–14. – <https://doi.org/10.17586/1606-4313-2019-18-3-3-14>.
12. Tsoy, A. Improvement of Refrigerating Machine Energy Efficiency Through Radiative Removal of Condensation Heat / A. Tsoy, O. Titlov, A. Granovskiy, D. Koretskiy, O. Vorobyova, D. Tsoy, R. Jamasheva // *Eastern-European J. Enterp. Technol.* – 2022. – Vol. 1, № 8-115. – P. 35–45. – <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.251834>.
13. Meena, C.S. Correlation between absorber plate thickness  $\delta$  and collector efficiency factor  $F'$  of solar flat-plate collector / C.S. Meena, S. Meena, V. K. Bajpai // *Appl. Mech. Mater.* – 2014. – Vols. 592–594 – P. 2341–2344. – <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.592-594.2341>.

УДК 621.577

### СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЦИКЛОВ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ, РАБОТАЮЩИХ НА РАЗЛИЧНЫХ ОЗОНОБЕЗОПАСНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТАХ

*Алдажуманов Ж.К.<sup>а</sup>, Сатыбалдинова А.Е.<sup>б</sup>, Нургалиев Д.Н.  
НАО «Университет имени Шакарима города Семей» Казахстан, 071400,  
г. Семей, ул. Глинки, 20а*

*E-mail: a – Jean1974@mail.ru; b – aigerimsemei@mail.ru; c – daniarsemei@mail.ru*

#### **Аннотация**

Статья посвящена сравнению термодинамических свойств хладагентов, доступных к применению в Казахстане до 2029 года для сокращения потребления ГФУ на 70% (в так называемый переходный период), и выбору наиболее «выгодного» хладагента для работы теплового насоса в режимах горячего водоснабжения (ГВС) и отопления.

# COMPARATIVE ANALYSIS OF THE THERMODYNAMIC EFFICIENCY OF HEAT PUMP CYCLES OPERATING ON VARIOUS OZONE-FRIENDLY REFRIGERANTS

*Aldazhumanov Z.<sup>a</sup>, Satybaldinova A.<sup>b</sup>, Nurgaliyev D.<sup>c</sup>*

*NJSC "Shakarim University of Semey" Kazakhstan, 071400, Semey, st. Glinka, 20a*

*E-mail: a – Jean1974@mail.ru; b – aigerimsemei@mail.ru; c – daniarsemei@mail.ru*

## **Abstract**

The article is devoted to a comparison of the thermodynamic properties of refrigerants that can be used by Kazakhstan by 2029 to reduce the consumption of HFCs by 70% (during the so-called transition period) and the choice of the most "favorable" refrigerant for the operation of a heat pump in hot water supply (DHW) and heating modes.

## **Введение**

Тепловой насос на сегодняшний день является наиболее эффективной энергосберегающей системой отопления и кондиционирования. Тепловые насосы (ТН) получили широкое распространение в США, Канаде, странах Европейского Сообщества, развитых странах Юго-Восточной Азии и Африки. ТН устанавливаются в общественных зданиях, частных домах и на промышленных объектах.

Тепловые насосы – это компактные отопительные установки, предназначенные для автономного обогрева и горячего водоснабжения жилых и производственных помещений. Они экологически чисты, так как работают без сжигания топлива и не производят вредных выбросов в атмосферу, чрезвычайно экономичны, поскольку, потребляя, к примеру, 1 кВт электроэнергии для циркулирования хладагента, производят до 3 - 5 кВт тепловой энергии.

Применение тепловых насосов различной модификации является принципиально новым решением проблемы теплоснабжения и позволяет в зависимости от сезонности и условий работы достигать максимальной эффективности в их работе.

Тепловые насосы имеют большой срок службы до капитального ремонта (до 10-15 отопительных сезонов) и работают полностью в автоматическом режиме. Срок окупаемости оборудования не превышает 2-3 отопительных сезонов [1].

Актуальность применения тепловых насосов (ТН) большой мощности для систем централизованного теплоснабжения ТН позволяют переносить тепло от более холодного тела к более горячему посредством испарения и конденсации, использовать теплоту практически всех окружающих сред. Теплонасосные установки (ТНУ) давно доказали свою эффективность благодаря тому, что передают потребителю в 3 – 5 раз больше энергии, чем затрачивают сами на ее передачу [2-4].

Кроме того, в ТН используются экологически чистые технологии практически без выбросов вредных веществ в окружающую среду [5,6].

Как известно, из принципа действия теплового насоса с замкнутым циклом сжатия, для обеспечения эффективной работы требуется рабочая жидкость для тепловых насосов. Эти жидкости еще называют: хладонами, фреонами, хладагентами. Эти рабочие жидкости обеспечит стабильную работу и высокую эффективность теплового насоса с заданными параметрами. Традиционно, наиболее распространенные рабочие жидкости для тепловых насосов являются:

- R12 (Хлорфторуглерод CFC-12) малая и средняя температуры (макс. 80°C);
- R114 (Хлорфторуглерод CFC-114) Высокая температура (макс. 120°C);
- R500 (Фреон R500) средняя температура (до 80°C);
- R502 (Фреон R500) низкая и средняя температуры (макс. 55°C);
- R22 (Хлорфторуглеводород HCFC-22), применяется практически во всех обратимых и низкотемпературных тепловых насосах (макс. 55°C) [7].

Решения Монреальского протокола (сентябрь 1987 г), коренным образом изменили подход к традиционным озоноразрушающим хладагентам, и начиная с 90-х годов, на одно из первых мест вышел вопрос об опасности изменения климата и сохранения эмиссии парниковых газов, вызванной применением таких хладагентов.

В качестве альтернативы запрещенным к производству хладагентам Монреальским протоколом рассматриваются следующие классы веществ:

- гидрохлорфторуглероды (ГХФУ);
- гидрофторуглероды (ГФУ);
- природные хладагенты – аммиак, диоксид углерода, вода, углеводороды.

Протокол вступил в силу с 12 января 1989 г. К нему присоединились 184 государства. В июне 1990 г. на конференции в Лондоне было принято решение о прекращении использования всех видов хладонов промышленно развитыми странами к 2000г.

На международном совещании в Копенгагене (ноябрь 1992 г.) участниками Монреальского протокола было принято решение о прекращении производства озоноразрушающих хладагентов R11, R12 и R502 с 1 января 1996 г. На 1 января 1994 г. выпуск соединений ХФУ составлял в соответствии с Монреальским протоколом только 25 % выпуска 1989 г. Бывший СССР подписал Монреальский протокол, а в 1991 г. Россия, Украина и Белоруссия подтвердили свою преемственность этого решения.

Таблица 1 – График поэтапного отказа от HCFC и CFC в развитых странах

Дата	Меры контроля
1 января 1996 г.	CFC запрещено к использованию. Использование HCFC заморожено на уровне 1989 года. HCFC +2,8% в 1989 году от уровня потребления CFC (базовый уровень).
1 января 2004 г.	Использование HCFC сократилось на 35% ниже базовых уровней.
1 января 2010 г.	Использование HCFC сократилось на 65%.
1 января 2015 г.	Использование HCFC сократилось на 90%.
1 января 2020 г.	Использование HCFC прекращено. Использование для сервисных служб позволяет применять до 0,5% до 2030 года для существующего холодильного оборудования и оборудования кондиционирования воздуха.

15 октября 2016 года в г. Кигали (Руанда) на XXVIII Совещании Сторон Монреальского протокола по веществам, разрушающим озоновый слой (Монреальский протокол) принята Кигалийская поправка к Монреальскому протоколу, предусматривающая поэтапное сокращение производства и потребления гидрофторуглеродов (ГФУ). Как известно, ГФУ, широко используемые в настоящее время в оборудовании для кондиционирования воздуха, в холодильной технике и других сферах, относятся к парниковым газам со значительным потенциалом глобального потепления (ПГП).

С точки зрения международного права, Кигалийская поправка является обязательным международным соглашением (договором). В отличие от самого Монреальского протокола и предыдущих поправок к нему, направленных на поэтапное прекращение производства и потребления озоноразрушающих веществ (ОРВ), Кигалийской поправкой декларируется новая цель — смягчение глобального изменения климата. Меры, предусмотренные поправкой, должны обеспечить снижение роста глобальной температуры приблизительно на 0,5 °С.

Кигалийской поправкой вводятся меры регулирования в отношении ГФУ. С этой целью в группу I Приложения С Монреальского протокола добавляется 100-летний ПГП для ряда ГХФУ, а в текст Протокола вводится новое Приложение F, включающее ГФУ. Таким образом, в рамках поправки все расчеты (включая базовый уровень) будут производиться не в тоннах озоноразрушающей способности, а в тоннах ПГП (в эквиваленте диоксида углерода).

Ниже кратко перечислены меры по сокращению потребления ГФУ (в процентах базового уровня), предусмотренные Кигалийской поправкой.

Развитые страны (группа II): Беларусь, Российская Федерация, Казахстан, Таджикистан и Узбекистан.

2020–2024 гг. — 95%;

2025–2028 гг. — 65%;

2029–2033 гг. — 30%;

2034–2035 гг. — 20%;

С 2036 г. — 15%.

Кигалийская поправка вступает в силу с 1 января 2019 года при условии, что к этому моменту по меньшей мере 20 Сторон Монреальского протокола ее ратифицируют. Если ратификаций к этой дате будет недостаточно, поправка вступит в силу на 90-й день после двадцатой ратификации. Исключение из этого правила — положения регулирования торговли ГФУ. Они вступают в силу с 1 января 2033 года при условии, что не менее 70 Сторон Монреальского протокола ратифицируют поправку.

Принимая во внимание, что в Европейский союз, являвшийся одним из инициаторов принятия поправки в отношении регулирования обращения ГФУ, на сегодняшний день входит 28 стран, вступление в силу Кигалийской поправки с 1 января 2019 года фактически предопределено, а учитывая достаточно большое количество стран, активно продвигавших эту идею в предыдущие годы (Канада,

Мексика, США, островные государства Тихого океана и т. д.), можно предположить, что к этой дате количество ратификаций превысит 100–120.

#### **Объекты и методы исследования**

В данной работе проведено сравнение термодинамических свойств хладагентов, возможных к применению в течение последующих двух десятилетий (в так называемый переходный период) и выбор наиболее «выгодного» хладагента для работы теплового насоса в режимах горячего водоснабжения (ГВС) и отопления.

Решение этой задачи особенно актуально в связи с тем, что в настоящее время многие тепловые насосы работают на хладагенте R407c и имеют термодинамический предел использования  $\sim 50^{\circ}\text{C}$ . Однако в ряду озонобезопасных хладагентов существуют фреоны, термодинамические свойства которых позволяют получать теплоноситель с более высокими значениями температур.

Расчет и сравнение реальных теплонасосных циклов произведены для хладагентов, широко применяющихся в теплонасосных установках (ТНУ) в настоящее время. Фреоны R134a, R407c позволяют получить горячую воду для использования её в целях горячего водоснабжения и низкотемпературного отопления с температурами в пределах  $60^{\circ}\text{C}$ .

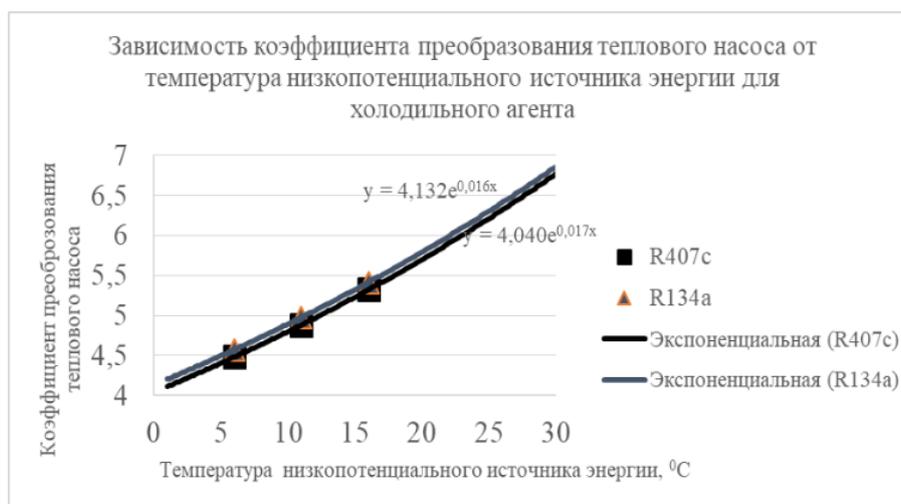


Рисунок 1 – Зависимости коэффициента преобразования теплового насоса от температуры низкопотенциального источника энергии для хладагента

#### **Заключение**

Таким образом, на экспериментальной теплонасосной установке сравнение реальных теплонасосных циклов произведены для хладагентов, широко применяющихся в теплонасосных установках (ТНУ) в настоящее время. Фреоны R134a, R407c позволяют получить горячую воду для использования её в целях горячего водоснабжения и низкотемпературного отопления с температурами в пределах  $60^{\circ}\text{C}$ .

#### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Принцип работы теплового насоса // <http://teplovoy-nasos.com/>. – URL: <http://teplovoy-nasos.com/Информация/Детальные-материалы-о-технологии-тепловой-насос.html> (дата обращения: 11.09.2022).
2. Соколов, Е.Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения / Е. Я. Соколов, В.М. Бродянский. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
3. Фролов, В.П. Эффективность использования тепловых насосов в централизованных системах теплоснабжения / В.П. Фролов, С.Н. Щербаков, М.В. Фролов, А.Я. Шелгинский // Новости теплоснабжения. – 2004. – № 7.
4. Горшков, В. Г. Тепловые насосы. Аналитический обзор // Справочник промышленного оборудования. – 2004. – №2 (сентябрь-октябрь). – С. 47–80.
5. Васильев, Г.П. Эффективность и перспектива использования тепловых насосов в городском хозяйстве Москвы // Энергосбережение. – 2007. – № 8. – С.63–65.
6. Накоряков, В.Е. Экологические аспекты применения парокompрессионных тепловых насосов / В.Е. Накоряков, С.Л. Елистратов // Изв. РАН. Энергетика. – 2007. – № 4. – С.76–83.
7. Рабочие жидкости для тепловых насосов // <http://solarsoul.net>. – URL: <http://solarsoul.net/rabochie-zhidkosti-dlya-teplovux-nasosov> (дата обращения: 10.02.2018).
8. Кигалийская поправка к монреальскому протоколу: перспективы обращения ГФУ в Российской Федерации [https://www.apic.ru/vozmozhnosti\\_apik/marketing/kigaliiskaja\\_popravka\\_k\\_monreal'skomu\\_protokolu/](https://www.apic.ru/vozmozhnosti_apik/marketing/kigaliiskaja_popravka_k_monreal'skomu_protokolu/)

## АНАЛИЗ КЛИМАТИЧЕСКИХ ОСОБЕННОСТЕЙ РЕГИОНОВ ПРЕИМУЩЕСТВЕННОГО ПРИМЕНЕНИЯ СИСТЕМ ПОЛУЧЕНИЯ ВОДЫ ИЗ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА

*Титлов А.С.<sup>а</sup>, док. тех. наук, профессор, Осадчук Е.А.<sup>б</sup>, канд.тех.наук, старший преподаватель  
Одесский национальный технологический университет,  
Украина, 65082, Одесса, Дворянская, 1/3  
E-mail: a – titlov1959@gmail.com; b – osadchuk1980@gmail.com*

### **Аннотация**

Изучены перспективы применения технологии механического осушения воздуха (за счет получения температуры ниже точки росы) в проблемных регионах планеты. Практически во всех рассмотренных климатических зонах с дефицитом водных ресурсов процесс получения воды из атмосферного воздуха наиболее энергетически затратен в зимний период года, а наиболее энергетически эффективен – в летний период. В летний период года удельные энергорасходы численно сравнимы при изменении конечной температуры в процессе охлаждения от 5°C до 15°C, что позволит организовать энергосберегающий процесс работы термотрансформаторов тепла различного типа за счет повышения температуры кипения в испарителе

### **ANALYSIS OF CLIMATE FEATURES OF THE REGIONS PRIMARY APPLICATIONS OF WATER PRODUCTION SYSTEMS FROM ATMOSPHERIC AIR**

*Titlov A.S.<sup>a</sup>, Doct. Tech. Sc., Professor, Osadchuk E.A.<sup>b</sup>, Cand. Tech. Sc., Senior Lecturer  
Odesa National University of Technology, 1/3, Dvoryanskay St., Odessa, Ukraine, 65082  
E-mail: a – titlov1959@gmail.com; b – osadchuk1980@gmail.com*

### **Abstract**

The prospects for the use of mechanical air drying technology (by obtaining a temperature below the dew point) in the problem regions of the planet have been studied. In almost all the considered climatic zones with a shortage of water resources, the process of obtaining water from atmospheric air is the most energy-consuming in the winter period of the year, and the most energy-efficient in the summer period. In the summer season, the specific energy consumption is numerically comparable when the final temperature changes during the cooling process from 5°C to 15°C, which will allow organizing an energy-saving process for the operation of heat thermotransformers of various types by increasing the boiling temperature in the evaporator.

### **Введение**

Известно, что на энергетическую эффективность термотрансформаторов (ТТ) и компрессионного и абсорбционного типов одинаковым образом влияют температуры объекта охлаждения и окружающей среды, соответственно [1–4].

С ростом температуры окружающей среды и, соответственно, с повышением температуры конденсации пара рабочего тела энергетическая эффективность термотрансформаторов снижается.

И наоборот, с ростом температуры объекта охлаждения и, соответственно, с повышением температуры кипения рабочего тела энергетическая эффективность термотрансформаторов повышается.

Для снижения температуры конденсации пара рабочего тела предложены интересные решения, связанные с использованием ночного радиационного излучения для запаса естественного холода [5–8]. При этом эффект снижения температуры до 5°C достигался как в регионе с континентальным климатом, так и в тропическом климате.

Очевидно, что для повышения производительности систем получения воды по конденсату-воде температура кипения рабочего тела должна быть как можно меньше, но не ниже 0°C для предотвращения намораживания инея на испарителе.

В то же время, в современных литературных источниках нет определенных рекомендаций по конечным температурам охлаждения атмосферного воздуха в испарителях термотрансформаторов различного типа.

Цель данного исследования – разработать рекомендации для разработчиков систем получения воды по конечным (минимальным) температурам охлаждения атмосферного воздуха в испарителях термотрансформаторов на основе термодинамического анализа тепловлажностных процессов.

Методика расчета

Для анализа климатических особенностей были выбраны типичные регионы планеты с проблемными водными ресурсами и с одновременной высокой солнечной инсоляцией. Это города Северной Африки и Ближнего Востока: Алжир (Алжир); Дамаск (Сирия); Каир (Египет); Тель-Авив (Израиль).

Наличие интенсивного солнечного излучения позволяет включать в схемы систем получения воды ТТ и минимизировать затраты электрической энергии для искусственного охлаждения [12].

Статистические данные о погодных условиях в этих местностях были взяты из открытых интернет-ресурсов [9]. Для каждого времени года (лето, осень, зима, весна) определялись средняя, максимальная и минимальная температуры и соответствующая относительная влажность ( $\varphi$ ).

Проводился расчет влагосодержания атмосферного воздуха через парциальное давление насыщенного водяного пара

$$d = 616 \frac{p}{10^5 - p}, \quad (1)$$

где  $p$  – парциальное давление водяных паров в атмосферном воздухе, Па;

Для определения парциального давления водяного пара была выполнена аппроксимация табличных данных [10] и получено следующее соотношение

$$p = a + bt + ct^2 + dt^3 + et^4 + ft^5, \quad \text{Па} \quad (2)$$

где  $a = 611,366$ ;  $b = 44,427$ ;  $c = 1,423$ ;  $d = 0,027$ ;  $e = 0,0003$ ;  $f = 2,765 \cdot 10^{-6}$ ;

$t$  – температура пара, °С.

Определялась удельная энтальпия атмосферного воздуха:

$$i = 1,006 \cdot t + (2502,7 + 1,844 \cdot t) \cdot \frac{d}{1000}, \quad \text{кДж/кг} \quad (3)$$

Проводился расчет тепловлажностного процесса политропного охлаждения атмосферного воздуха для трех случаев конечных температур насыщения: 5°С, 10°С, 15°С.

Для определения энергетической эффективности тепловлажностных процессов охлаждения и осушения использовался комплекс  $\Delta i / \Delta d$ , который представляет собой угловой коэффициент (луч процесса, тепловлажностное отношение).

Для нашей задачи получения воды из атмосферного воздуха этот комплекс характеризует энергетическую эффективность процесса, т.е. количество тепла, которое необходимо отвести от потока атмосферного воздуха, чтобы получить 1 кг конденсата-воды.

Очевидно, что чем численно меньше этот комплекс, тем энергетически эффективнее тепловлажностный процесс получения воды из атмосферного воздуха.

Результаты расчета и их анализ

В таблице 1 приведены параметры атмосферного воздуха (удельная энтальпия  $i_{t_0}$  и влагосодержание  $d_{t_0}$ ) при полном насыщении ( $\varphi=100\%$ ) и конечной температуре  $t_0$ . Результаты расчетов для четырех городов мира приведены в таблице 2.

Таблица 1 – Параметры атмосферного воздуха при конечной температуре

$t_0, \text{°C}$	$i_{t_0}, \text{кДж/кг}$	$d_{t_0}, \text{г/кг}$
5	18,79	5,74
10	29,58	7,73
15	42,44	10,8

Таблица 2 – Тепловлажностные параметры атмосферного воздуха некоторых городов мира

<b>Тель-Авив</b>						
	<b>Зима</b>			<b>Весна</b>		
	ср	макс	мин	ср	макс	мин
t, °C	15,9	27,4	7	22,8	40,7	10,4
φ, %	60,5	96	16	56,1	96	9
d, г/кг	6,9	22,4	0,9	9,7	48,9	0,7
i, кДж/кг	33,4	84,7	9,5	47,7	167,0	12,2
$\Delta i/\Delta d$ (t=5°C)	13,2	4,0	—	7,2	3,4	—
$\Delta i/\Delta d$ (t=10°C)	—	3,8	—	9,1	3,3	—
$\Delta i/\Delta d$ (t=15°C)	—	3,6	—		3,3	—
	<b>Лето</b>			<b>Осень</b>		
	ср	макс	мин	ср	макс	мин
t, °C	28,3	40,7	20,2	25,9	34,3	14,9
φ, %	61,6	90	10	54,4	90	10
d, г/кг	14,9	45,6	1,46	11,5	31,5	1,1
i, кДж/кг	66,5	158,5	24,03	55,4	115,5	17,6
$\Delta i/\Delta d$ (t=5°C)	5,2	3,5	—	6,4	3,7	—
$\Delta i/\Delta d$ (t=10°C)	5,1	3,4	—	6,9	3,6	—
$\Delta i/\Delta d$ (t=15°C)	5,9	3,3	—	19,4	3,5	—
<b>Каир</b>						
	<b>Зима</b>			<b>Весна</b>		
	ср	макс	мин	ср	макс	мин
t, °C	22,8	30,8	16,8	26,7	44,2	10,8
φ, %	52,9	88	17	41,4	96	6
d, г/кг	9,2	25,1	2,1	9,1	59,7	0,5
i, кДж/кг	46,4	95,2	21,9	50,1	198,7	12,1
$\Delta i/\Delta d$ (t=5°C)	8,0	4,0	—	9,3	3,3	—
$\Delta i/\Delta d$ (t=10°C)	11,4	3,8	—	15,1	3,3	—
$\Delta i/\Delta d$ (t=15°C)	—	3,7	—	—	3,2	—
	<b>Лето</b>			<b>Осень</b>		
	ср	макс	мин	ср	макс	мин
t, °C	30,9	41,2	22	25,9	38	15,7
φ, %	50,1	94	12	53,9	90	17
d, г/кг	14,2	49,2	1,9	11,3	39,1	1,9
i, кДж/кг	67,4	168,3	27,1	54,9	138,8	20,5
$\Delta i/\Delta d$ (t=5°C)	5,8	3,4	—	6,5	3,6	—
$\Delta i/\Delta d$ (t=10°C)	5,9	3,3	—	7,1	3,5	—
$\Delta i/\Delta d$ (t=15°C)	7,4	3,3	—	23,5	3,4	—

Продолжение таблицы 2

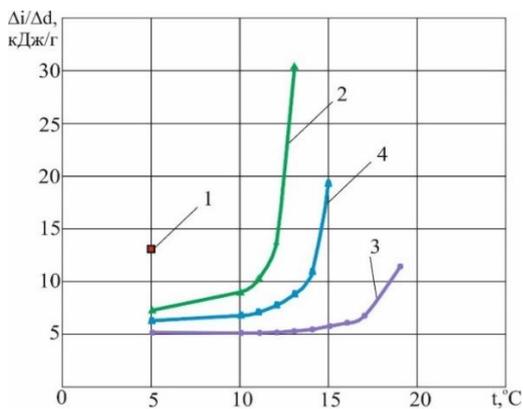
<b>Дамаск</b>						
	<b>Зима</b>			<b>Весна</b>		
	ср	макс	мин	ср	макс	мин
t, °C	11,8	24,4	-1,0	22,8	37,8	7,8
φ, %	68,9	100,0	13,0	36,9	95,0	9,0
d, г/кг	5,9	19,4	0,5	6,4	40,9	0,6
i, кДж/кг	26,9	74,0	0,1	39,2	143,3	9,3
$\Delta i/\Delta d$ (t=5°C)	39,6	4,0	—	31,7	3,5	—
$\Delta i/\Delta d$ (t=10°C)	—	3,8	—	—	3,4	—
$\Delta i/\Delta d$ (t=15°C)	—	3,7	—	—	3,3	—
	<b>Лето</b>			<b>Осень</b>		
	ср	макс	мин	ср	макс	мин
t, °C	29,0	39,8	14,6	23,4	40,0	8,8
φ, %	43,0	97,0	10,0	49,3	100,0	10,0
d, г/кг	10,8	47,0	1,0	8,9	49,1	0,7
i, кДж/кг	56,9	161,0	17,3	46,1	166,7	10,6
$\Delta i/\Delta d$ (t=5°C)	7,5	3,5	—	8,8	3,4	—

$\Delta i/\Delta d$ (t=10°C)	8,8	3,4	—	14,7	3,3	—
$\Delta i/\Delta d$ (t=15°C)	507,5	3,3	—	—	3,2	—
<b>Алжир</b>						
	<b>Зима</b>			<b>Весна</b>		
	ср	макс	мин	ср	макс	мин
t, °C	14,9	23,6	6,9	17,7	28,5	9,1
$\phi$ , %	69,2	91,0	26,0	70,9	95,0	23,0
d, г/кг	7,3	16,8	1,6	9,0	23,7	1,6
i, кДж/кг	33,6	66,5	11,0	40,5	89,1	13,3
$\Delta i/\Delta d$ (t=5°C)	9,3	4,3	—	6,7	3,9	—
$\Delta i/\Delta d$ (t=10°C)	—	4,1	—	8,9	3,7	—
$\Delta i/\Delta d$ (t=15°C)	—	4,0	—	—	3,6	—
	<b>Лето</b>			<b>Осень</b>		
	ср	макс	мин	ср	макс	мин
t, °C	25,5	31,3	18,6	21,9	30,1	10,6
$\phi$ , %	74,8	96,0	34	70,9	98	34
d, г/кг	15,4	28,3	4,5	11,7	26,9	2,7
i, кДж/кг	65,1	103,9	30,2	51,7	99,1	17,5
$\Delta i/\Delta d$ (t=5°C)	4,8	3,8	—	5,5	3,8	—
$\Delta i/\Delta d$ (t=10°C)	4,6	3,6	—	5,6	3,6	—
$\Delta i/\Delta d$ (t=15°C)	4,9	3,5	—	10,6	3,5	—

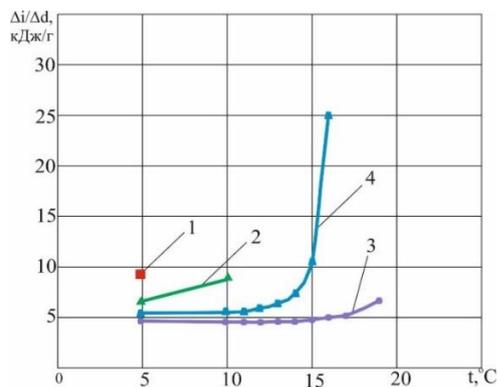
Примечание: Комплекс  $\frac{\Delta i}{\Delta d} = \frac{i_i - i_{t_0}}{d_i - d_{t_0}}$ , где  $i_i, i_{t_0}$  – удельные энтальпии атмосферного воздуха при текущей температуре и конечной, кДж/кг;  $d_i, d_{t_0}$  – влагосодержания атмосферного воздуха при текущей температуре и конечной, г/кг; «—» Режим осушения не реализуется

Для большей информативности процесса анализа результатов расчета были построены зависимости тепловлажностных параметров для различных городов (рисунок 1).

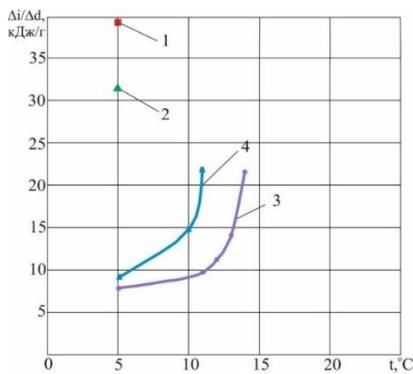
Для определения тенденций изменения хода расчетных зависимостей на рисунок 1а, б, г были продлены в сторону увеличения конечные температуры охлаждения воздуха в испарителях холодильных машин.



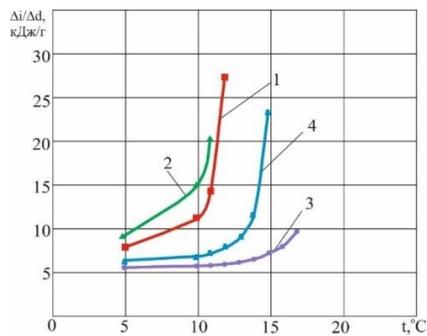
а



б



В



Г

Рисунок 1 – Зависимости тепловлажностных параметров в процессе охлаждения атмосферного воздуха от минимальной температуры охлаждения для различных городов мира: а – Тель-Авив; б – Алжир; в – Дамаск; г – Каир; 1 – зима; 2 – весна; 3 – лето; 4 – осень

В итоге, полученные расчетные зависимости показали, что работа СПВ в зимний и весенний период в большинстве случаев требует максимального охлаждения атмосферного воздуха (до 5-10 °С), да и сами процессы максимально энергозатратные.

Расчеты показали, что наиболее энергетически эффективные режимы работы СПВ имеют место в летний период. При этом для Тель-Авива, Алжира и Каира достаточно охладить атмосферный воздух до 17-18 °С и обойтись без дополнительных затрат на более глубокое охлаждение.

Следует отметить, что настоящее исследование призвано обратить внимание специалистов в области холодильной техники на особенности климата, в котором предполагается эксплуатация разработок. И при этом учитывать сезонное изменение тепловлажностных параметров атмосферного воздуха.

В наибольшей степени это относится к системам получения воды, которые работают с атмосферным воздухом, претерпевающим не только сезонные, но и суточные изменения тепловлажностных параметров.

Так, например, учет сезонного изменения тепловлажностных параметров атмосферного воздуха в течении календарного года при управлении компрессионным холодильником позволил снизить энергозатраты при эксплуатации до 40 % [11].

Для абсорбционного холодильного прибора учет климатических изменений условий эксплуатации позволил повысить энергетическую эффективность до 35 % [12].

### **Выводы**

1. Применение технологии ночного радиационного излучения в системах получения воды позволит создать запас естественного холода для дополнительного охлаждения конденсаторов термотрансформаторов различных типов в течении всего периода работы.

2. Практически во всех рассматриваемых климатических зонах с дефицитом водных ресурсов процесс получения воды из атмосферного воздуха наиболее энергетически затратен в зимний период года, а наиболее энергетически эффективен – в летний период.

3. В летний период года удельные энергозатраты численно соизмеримы при изменении конечной температуры в процессе охлаждения от 5 °С до 15 °С, что позволит организовать энергосберегающий режим работы термотрансформаторов компрессионного и абсорбционного типа за счет повышения температуры кипения в испарителе.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Бадьлькес, И.С. Абсорбционные холодильные машины / И.С. Бадьлькес, Р.Л. Данилов – М.: Пищевая пром-сть, 1966. – 356 с.
2. Блиер, Б.М. Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов / Б.М. Блиер, А.Б. Вургафт. – М.: Пищ. пром-сть, 1971. – 202 с.
3. Галимова, Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы. – Астрахань: Изд-во АГТУ, 1997. – 226 с.
4. Мааке, В. Учебник по холодильной технике / В. Мааке, Г. Ю. Эккерт, Ж. Л. Кошпен. – М.: Изд-во Московского университета, 1998. – 1142 с.
5. Tsoy, A. An Experimental Plant for Cooling the Condenser with Effective Radiation / A. Tsoy, A. Titlov, R. Jamasheva, I. Kim, J. Karataeva // Materials of the V International Scientific-Practical Conference «Integration of the Scientific Community to the Global Challenges of Our Time». February 12-14, 2020, Tokyo, Volume I. – Tokyo, Japan: Regional Academy of Management, 2020. – P. 350–355.

6. Титлов, А.С. Разработка систем охлаждения с использованием эффекта ночного излучения / А. С. Титлов, А. П. Цой, А. Х. Алимкешова, Р. А. Джамашева // Scientific Journal «ScienceRise». – 2019. – № 12(65). – С. 24–33. – DOI: 10.15587/2313-8416.2019.189492.

7. Titlov, A. Development of cooling systems on the basis of absorption water-ammonia refrigerating machines of low refrigeration capacity / A. Titlov, E. Osadchuk, A. Tsoy, A. Alimkeshova, R. Jamasheva // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2019. – № 2/8 (98). – P. 57–67. – <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.164301>.

8. Tsoy, A. Improvement of refrigerating machine energy efficiency through radiative removal of condensation heat / A. Tsoy, O. Titlov, A. Granovskiy, D. Koretskiy, O. Vorobyova, D. Tsoy, R. Jamasheva // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2022. – 1(8(115)). – P. 35–45. – <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.251834>

9. Погода в 243 странах мира. Расписание погоды [электронный ресурс] – <https://tp5.ru>.

10. Богданов, С.Н. Справочник. Свойства веществ. Холодильная техника / С.Н. Богданов, С.И. Бурцев, О.П. Иванов, А.В. Куприянова. – СПб.: СПбГАХИТ, 1999. – 320 с.

11. Селиванов, А.П. Разработка абсорбционных холодильных аппаратов, работающих в широком диапазоне температур окружающей среды / А.П. Селиванов, А.С. Титлов // Харчова наука і технологія. – 2013. – № 4. – С.132–137.

12. Титлов, А.С. Научно-технические основы создания энергосберегающих бытовых абсорбционных холодильных приборов: дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.14 / Титлов Александр Сергеевич. – Одесса, 2008. – 447 с.

УДК 62-932.2

## STUDY OF THE INFLUENCE OF THE HEIGHT OF THE CRUSHED STONE LAYER ON THE PRESSURE LOSS DURING BLOWING

*Mukminov I.I., graduate student*

*Odessa National Technological University, Ukraine, 65182, Odessa, Dvoryanskay 1/3*

*E-mail: fatalrew@gmail.com*

### Abstract

The results of determining the aerodynamic resistance of a dense layer of granular material and evaluation of the possibility of applying theoretical dependencies to calculate the pressure loss while air blowing a layer of crushed stone in a cylindrical channel 1 m long are presented. To carry out analytical calculations, the corresponding dependencies were determined, summarizing the data on pressure losses in the flow when blowing through a dense fixed layer of solid particles. The analysis of the fan operation at different filling heights was carried out.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВЫСОТЫ СЛОЯ ЩЕБНЯ НА ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ ПРИ ПРОДУВКЕ

*Мукминов И.И., аспирант*

*Одесский национальный технологический университет, Украина, 65082,*

*Одесса, Дворянская 1/3*

*E-mail: fatalrew@gmail.com*

### Аннотация

Представлены результаты определения аэродинамического сопротивления плотного слоя сыпучего материала и оценка возможности применения теоретических зависимостей для расчета потерь давления при продувке воздухом слоя щебня в цилиндрическом канале длиной 1 м. Для проведения аналитических расчетов были определены соответствующие зависимости, обобщающие данные по потерям давления в потоке при продувке плотного неподвижного слоя твердых частиц. Проведен анализ работы вентилятора при различной высоте засыпки.

### Introduction

The fixed granular layer is widely used in filtration, ion exchange, absorption, rectification, extraction, absorption, when using catalysts in chemical processes, etc. [1]. When a fluid or gas flow moves through a granular layer, the solid phase fills the entire space between particles, it simultaneously moves inside irregularly shaped channels formed by these particles and flows around individual particles. The description of such motion is a mixed problem of hydrodynamics. The interests of our research concern the estimation of

aerodynamic resistance of dense layer of bulk material in the channel of regenerative heat exchanger as a part of soil regenerator for greenhouses.

**Methodology**

Experimental study of aerodynamic resistance of dense layer in a cylindrical tube (Fig. 1a) was carried out by varying the layer height:  $H_1=0.8$  m,  $H_2=0.6$  m,  $H_3=0.4$  m,  $H_4=0.2$  m. To measure the head loss, a water diphmanometer was used, the samplers of which were located at the inlet and outlet of the pipe. The process of reading the values of head loss is shown in fig. 1b. Blowing of the layer with air was carried out by a fan installed at the inlet of the channel (Fig. 1c).



**Figure 1** – Experimental study of aerodynamic resistance of dense layer of crushed stone  
a – external view of the channel, b – measurement of head losses in the process of blowing the layer with air, c – view of the fan installed at the inlet to the channel

For each value of layer height, the anemometer measured air velocity at the fan inlet and at the channel outlet. The necessity of measuring the air velocity at the inlet was determined by the expediency of setting the fan operation mode.

**Results and discussion**

In order to carry out analytical calculations, appropriate dependences were determined, generalizing the data on pressure losses in the flow when blowing a dense fixed layer of solids [1–3]. In [1], data on the resistance of wood pellets to air flow are necessary for the design and control of ventilation, cooling and drying of bulk pellets. In this study, pressure drops as a function of airflow were measured for cylindrical wood pellets of several sizes. The pellets were 6.4 mm in diameter; lengths ranged from 4 to 34 mm. Experimental airflow rates ranged from 0.014 to 0.8 m<sup>3</sup>/s. The corresponding measured static pressures ranged from 2 to 2550 Pa·m<sup>-1</sup>. The data were adapted to the three Shedd, Hukill-Aives, and Ergun predictive models, which relate pressure drop to airflow in loose granular materials. It is obtained that the Ergun equation provides the best fit. Ergun (Ergun) formula [2] in practice is usually used for a dense layer, which is required to take into account inertial forces in the moving flow (the second term in the right part of the equation).

$$\frac{\Delta P}{H} = \frac{150\mu_c w (1-\varepsilon)^2}{d^2 \varepsilon^3} + \frac{1,75\rho_c w^2 (1-\varepsilon)}{d \varepsilon^3}, \tag{1}$$

where  $\mu$  – is the coefficient of dynamic viscosity,  
 $\rho$  – density of liquid (gas),  
 $w$  – flow velocity,  
 $H$  is the height of the layer.

The pressure drop is represented as the sum of two terms: the first term determines the effect of surface friction, the second – the resistance of the mold. The values of the constants 150 and 1.75 are obtained by processing the experimental data.

Balls, cylinders, tablets, marble chips and sorted coke were used as particles in these studies. The formula [3] is also recommended for calculating the aerodynamic drag of a ball:

$$\Delta p = f_e \frac{\rho_e W_\phi^2}{2} \frac{a_{y\phi}}{\varepsilon^3} \delta, \text{Па}, \quad (2)$$

where  $f_e$  – is the equivalent coefficient of resistance of the ball, which is determined for different flow modes (viscous, inertial, viscous-inertial) from the dependence:

$$f_e = \frac{8}{\text{Re}_e} \alpha + \alpha_{in}, \quad (3)$$

where  $\text{Re}_e = \frac{4W_\phi}{a_{spa} V_g}$  is the equivalent Reynolds number;  $\alpha$ ,  $\alpha_{in}$  are coefficients depending on the shape of the particles.

For smooth spherical particles  $\alpha = 4.55$ ,  $\alpha_{in} = 0.45$ ; for lumpy materials  $\alpha = 5.0$ ,  $\alpha_{in} = 0.75$ .

The value of the specific surface area of particles (per unit volume):

$$a_{spa} = \frac{6 \cdot (1 - \varepsilon)}{\phi \cdot d_e}, \quad (4)$$

where  $\varepsilon$  is the layer porosity; the value was determined experimentally.

The used material (crushed stone) is polydisperse, for this case the equivalent particle diameter is defined as the weighted average over the surface according to dependence (1):

$$\bar{d}_e = \left( \sum_{i=1}^n \frac{m_i \varphi_i}{d_i} \right)^{-1}, \quad (5)$$

where  $n$  – number of fractions in the mixture,

$m_i$  – mass content of the  $i$ -th fraction in the mixture, kg/kg;

$d_i$  – particle size of the  $i$ -th fraction;

$\varphi_i$  – particle shape coefficient.

The coefficient  $\varphi_i$ , which characterizes the deviation of the particle shape from the spherical one, for balls is equal to one, and for particles of other shapes can be found according to the methodologies [4]:  $\varphi_i = \frac{F}{F_0}$ , where  $F_0$  is the surface area of an ideal body,  $F$  is the real surface area of the granule of the  $i$ -th fraction.

Table 1 – Geometric characteristics of crushed stone fractions

№	$d_i$ , m	$F_0$ , m <sup>2</sup>	$F$ , m <sup>2</sup>	$\varphi_i$	$m \cdot 10^2$ , kg	$n$	$m_i$ , kg
1	0,0267	$1,45 \cdot 10^{-3}$	$18 \cdot 10^{-4}$	1,24	1,01	33	0,367
2	0,0317	$1,54 \cdot 10^{-3}$	$22 \cdot 10^{-4}$	1,43	1,11	19	0,2323
3	0,0276	$1,51 \cdot 10^{-4}$	$19 \cdot 10^{-4}$	1,26	1,07	20	0,2357
4	0,0266	$1,29 \cdot 10^{-3}$	$17 \cdot 10^{-4}$	1,31	0,85	11	0,103
5	0,0203	$0,69 \cdot 10^{-3}$	$9,5 \cdot 10^{-4}$	1,37	0,33	17	0,0618

According to these fractions, it was obtained that the equivalent diameter of crushed stone  $\bar{d}_e = 0,021$  m.

Table 2 – Pressure loss in the crushed stone layer when it is blown by air flow

Length of the channel with gravel, m	0,8	0,6	0,4	0,2
Air velocity at the inlet of the channel, m/s	5,4	6,1	6,7	6,9
Air velocity at the outlet of the duct, m/s	0,31	0,3	0,32	0,33
Head loss, mm water st.	6	4	3	2
Pressure loss, Pa	57	39	29	20
Pressure loss according to the Ergun's equation [2]	41,82	29,49	22,19	11,76
Pressure loss according to the Gorbis equation [3]	68,20	47,96	36,3	19,2

Experimental studies have shown that the air velocity at the inlet of the channel significantly exceeds the air velocity at the outlet, which indicates a large aerodynamic resistance of the ball for the fan used. The air at the inlet is thrown back into the environment without passing through the dense layer of material.

During the calculations it was assumed that the value of the specific surface of particles  $a = 89.2 \text{ m}^2/\text{m}^3$ . This value was obtained by estimating the surface of particles contained in a cylindrical pipe with a volume of  $V = 0.00785 \text{ m}^3$ . It was determined that  $F=0.7 \text{ m}^2$ . The value of the porosity  $\varepsilon = 0.36$  was also obtained experimentally when filling a given volume with the material under study.

Analysis of the results of calculations and experimental values of pressure losses shows a good correlation. Moreover, the dependence proposed by Gorbis [3] shows better agreement with the experimental data.

### **Conclusions**

The study of the aerodynamic drag of a stationary dense ball of crushed stone showed that for the selected fan, blowing the ball is difficult and to ensure the air velocity corresponding to the passport data, a fan of greater power should be used or the thickness of the ball should be reduced.

Analysis of the results of calculations and experimental data on pressure losses shows a good correlation. Moreover, the dependence proposed by Gorbis shows better agreement with experimental data compared to the Ergun dependence.

### REFERENCES

1. Yazdanpanah F. Airflow versus pressure drop for bulk wood pellets / Fahimeh Yazdanpanah, Shahab Sokhansanj, Anthony Lau, Jim Choon Lim // Biomass and Bioenergy. – 2011. – Vol. 35, № 5. – 1960–1966. – <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2011.01.042>.
2. Akgiray, Ö. A new look at filter backwash hydraulics / Ö. Akgiray and A. M. Saatçı // Water Science and Technology: Water Supply. – 2001. – Vol.1, Issue.2. – P. 65–72. – <http://dx.doi.org/10.2166/ws.2001.0022>.
3. Горбис, З. Р. Теплообменники с проточными дисперсными теплоносителями / З. Р. Горбис, В. А. Календерьян. – М.: Энергия, 1975. – 296 с.
4. Arvaniti, E. C. Determination of particle size, surface area, and shape of supplementary cementitious materials by different techniques [Text] / E. C. Arvaniti, M. G. Juenger, S. A. Bernal, J. Duchesne, L. Courard, S. Leroy, J. L. Provis, A. Klemm, N. De Belie // Materials and Structures. – 2015. – Vol. 48, №11. – P. 3687–3701. – <http://dx.doi.org/10.1617/s11527-014-0431-3>.

УДК 621.577

## **УСЛОВИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОЙ МОДЕРНИЗАЦИИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ НА ОСНОВЕ ТЕПЛОНАСОСНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ**

*Петраш В.Д.<sup>1а</sup>, докт. тех. наук, профессор, Барышев В.П.<sup>2б</sup>, канд. тех. наук, доцент  
Шевченко Л.Ф.<sup>3с</sup>, канд. тех. наук, доцент*

*Одесская государственная академия строительства и архитектуры, Украина, 65029,  
Одесса, ул. Дидрихсона, 4*

*E-mail: a – petrant@ukr.net; b – baryshev@ogasa.org.ua; c – bgedyx7@ukr.net*

### **Аннотация**

Работа посвящена определению обобщённого показателя для оценки условий повышения эффективности использования энергии топлива в модернизируемых системах как централизованного, так и децентрализованного теплоснабжения на основе внедрения теплонасосных технологий. Поставленная цель достигается за счёт критического анализа результатов обобщения фактического состояния трубопроводов и оборудования, оценки известных подходов по реконструкции систем теплоснабжения, а также аналитически установленного обобщённого показателя качественной оценки условий повышения эффективности использования энергии топлива, на основе которых сформулирован обобщённый подход по их модернизации с внедрением универсальных возможностей теплонасосных технологий. Наиболее важным результатом исследования является установленная обобщённая зависимость оценки повышения эффективности с обоснованием целесообразности модернизации систем, прежде всего при централизованном теплоснабжении от районных котельных на основе внедрения энергоэкономичных теплонасосных технологий. В соответствии с поставленной целью на основе результатов аналитического исследования и анализа известных разработок повышения эффективности использования энергии топлива, обоснована возможность разнопланового поэтапного внедрения теплонасосных технологий на всех

стадиях процессов теплоснабжения: генерации, транспортирования, распределения, преобразования и регулируемого потребления теплоты абонентскими системами. Показано, что применение теплонасосных технологий при модернизации с расширением ресурса систем теплоснабжения предопределяет необходимость дальнейших научно-технических разработок по совершенствованию взаимосвязи источников теплоты и тепловых сетей, теплогидравлических режимов их работы с возможностью «снижения» температурного графика их эксплуатационного регулирования. Полученные результаты отличаются от известных возможностью комплексной оценки с индивидуальным выбором рационального подхода к модернизации с поэтапным расширением генерируемой теплоты для систем центрального и децентрализованного теплоснабжения с энергоэкономической оценкой конечного результата. Значимость полученных результатов состоит в том, что предложенный подход к поэтапной модернизации с увеличением располагаемого потенциала от районной котельной (РК) и децентрализованных систем теплоснабжения обеспечивает повышение эффективности и расширение использования теплоты первичного топлива с его экономией в 1,1...2,7 раза при работе теплонасосных установок соответствующего назначения с действительными коэффициентами преобразования в диапазоне (3...5).

## CONDITIONS FOR ENERGY EFFICIENT MODERNIZATION OF HEAT SUPPLY SYSTEMS BASED ON HEAT PUMP TECHNOLOGIES

*Petrash V. D.<sup>1a</sup>, Doct. Tech. Sc., professor, Baryshev V.P.<sup>2b</sup>, Cand. Tech. Sc., docent  
Shevchenko L. F.<sup>3c</sup>, Cand. Tech. Sc., docent*

*Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture, Ukraine, 65029, Odessa, Didrihsona st., 4  
E-mail: a – petrant@ukr.net; b – baryshev@ogasa.org.ua; c – bgedyx7@ukr.net*

### **Abstract**

The work is devoted to the definition of a generalized indicator of an assessment of the conditions for increasing the efficiency of fuel energy use in modernized systems of centralized and decentralized heat supply based on the introduction of heat pump technologies. The set goal is achieved by analyzing the state of pipelines and equipment, generalizing approaches to the reconstruction of heat supply systems and the established generalized indicator of a qualitative assessment of the conditions for increasing efficiency. The most important result of the study is the established dependence of the assessment of efficiency improvement with the justification for the feasibility of upgrading systems based on the introduction of heat pump technologies at all stages of heat supply processes. It is shown that the use of heat pump technologies for the modernization of central heating systems has made it relevant to improve the relationship between heat sources and heating networks, their thermal-hydraulic modes of operation in order to “reduce” the temperature schedule of their operational regulation. The results obtained differ from the known ones by the possibility of a comprehensive assessment with an individual choice of a rational approach to modernization and an energy-economic assessment of the final result. The significance of the obtained results lies in the fact that the proposed approach to the modernization of heat supply systems provides an increase in the efficiency of fuel energy use by 1.9...3.2 times when operating heat pump installations with real conversion factors in the range (3...5)

### **Введение**

Работа относится к области совершенствования систем как централизованного, так и децентрализованного теплоснабжения на основе внедрения теплонасосных технологий [1– 4]. Наряду с централизованным теплоснабжением широкое распространение получают и децентрализованные системы с внутриквартирными, крышными (домовыми) и внутриквартальными автономными теплогенераторами мощностью до 23 МВт. Одной из актуальных проблем энергосбережения является поиск рациональных путей модернизации существующих систем теплоснабжения зданий [2, 5, 6] для расширения резерва и повышения качества, надёжности их работы, энергетической эффективности, прежде всего с поэтапным внедрением теплонасосных технологий (ТНТ).

### **Объекты и методы исследования**

На основе анализа результатов натурального обследования физического состояния трубопроводов и оборудования, известных подходов по модернизации существующих систем теплоснабжения, материалов официальной информации профильных организаций, а также нормативных требований по разработке [4, 5, 7, 8], эксплуатации и реконструкции тепловых сетей, приходим к следующим выводам.

Анализ существующего состояния систем с повышенной аварийностью и ненадёжностью работы центрального, а в отдельных случаях и децентрализованного теплоснабжения [8], свидетельствует о том,

что температура воды подающей магистрали от соответствующих теплоисточников вынужденно поддерживается значительно ниже относительно требуемой по графику эксплуатационного регулирования тепловых сетей. Анализ существующей структуры принципиальных схем подключения абонентских систем к соответствующим трубопроводам, а также физического состояния систем централизованного теплоснабжения, показывает, что они не отвечают современным требованиям и возможностям энергоэффективного качественного теплоснабжения и не соответствуют современному уровню управления технологическими процессами регулирования распределения и учёта теплоты.

В вопросах выбора варианта модернизации систем теплоснабжения [8] логично учитывать расположение объектов и плотность теплопотребления с характерными зонами, а именно, централизованного теплоснабжения от городских РК, зоны автономного теплоснабжения с поквартирными газовыми теплогенераторами, крышными (домовыми) и внутриквартальными котельными, а также смешанные зоны вышеуказанных вариантов теплоснабжения. Важное влияние на выбор рационального пути модернизации систем теплоснабжения имеют не только этажность и плотность застройки, состояние основного теплотехнологического оборудования и трубопроводов тепловых сетей, фактического состояния и физического износа, но и вида используемого топлива.

Для сравниваемых вариантов модернизации автономных систем теплоснабжения с расширением их ресурса обязательным является определение экономической эффективности для зданий, находящихся в зоне действия централизованного теплоснабжения. В этом случае финансово привлекательным выглядит устройство автономных децентрализованных источников теплоты, которые ухудшают показатели экономической эффективности существующей системы централизованного теплоснабжения ввиду снижения тепловой нагрузки на РК с увеличением себестоимости отпускаемой тепловой энергии.

Характерно, что однотрубные системы отопления многоэтажных жилых зданий строительства до 2000 г. не обладают возможностью их реконструкции на более рациональные двухтрубные поквартирные системы в соответствии с действующими нормативами [6, 8], в результате чего исключается возможность эффективного индивидуального регулирования нагревательных приборов и абонентского учёта потребляемой теплоты.

Организация автономного децентрализованного теплоснабжения [7, 8] на базе высокоэффективных теплогенераторов последних поколений с системами автоматического регулирования позволяет обеспечить необходимые требования эксплуатационного регулирования как на реконструируемых объектах старой застройки, так и в зонах расположения современных зданий. Указанные факторы в пользу децентрализованных систем теплоснабжения при уменьшении магистральных теплопотерь предопределяют его как альтернативу централизованному теплоснабжению в виду снижения капитальных и эксплуатационных инвестиций при модернизации в процессе их реконструкции. Закономерно, что в районах с малой теплоплотностью целесообразно предусматривать децентрализованные системы теплоснабжения, а при большой плотности городской застройки надлежит модернизировать системы теплоснабжения от крупных источников теплоты с устройством дополнительных «пиковых» теплогенераторов [2, 9, 10]. Из вышеизложенного очевидно, что наиболее высокий коэффициент использования топлива имеют децентрализованные поквартирные системы теплоснабжения с генераторами, работающими на газовом либо жидком топливе. Малые источники теплоты (квартирные теплогенераторы и крышные котельные) рассчитаны на использование сетевого газа. Поэтому их устройство отрицательно отражается на безопасности работы соответствующих систем, создавая экологическую угрозу здоровью и жизни людей.

Крупные источники теплоты в состоянии работать на различных видах топлива и могут быть переведены на резервное при ограниченной поставке основного топлива.

Представляется обоснованным вариант [2, 7, 8, 9, 10] модернизации систем централизованного теплоснабжения, который предусматривает покрытие основной базовой нагрузки теплоснабжения базовым источником теплоты, в качестве которого используют сетевые подогреватели, а её переменную часть покрывают дополнительным автономным источником, выполняющим функции и резервного при аварийных и регламентно-профилактических ситуациях на РК [11–13].

Из вышеизложенных результатов очевидно, что проблема теплоснабжения заключается не столько в централизованной системе как таковой, а в большей степени в неэффективной работе и низкой надёжности структурных элементов тепловых сетей в условиях современного их состояния при необходимости расширения ресурса потребляемой теплоты. Положительным результатом модернизации тепловых сетей, например, в Дании после многолетней их работы, явилось повышение эффективности теплоснабжения на основе укрупнения центральных источников теплоты со снижением стоимости обогрева до двух раз из-за применения ряда энергосберегающих технологий. К ним относятся использование высококачественных теплоизоляционных материалов, полимерных труб, современного теплообменного и насосного оборудования, а также широкое внедрение тепловых

насосов, которые из кольцевого контура тепловой сети отбирают теплоту на отопление и горячее водоснабжение с пониженной температурой энергоносителя.

Не менее важным в снижении стоимости генерируемой теплоты является максимальное замещение природного газа региональным ресурсом альтернативных видов топлива при плановом переводе монотопливной на мультитопливную схему сжигания органического топлива. При этом целесообразным является использование опыта прогрессивной нормативной базы других стран и практических результатов экологически чистых технологий, адаптированных для условий Украины. Закономерно, что выбор варианты модернизации системы теплоснабжения определяется региональными условиями максимального использования потенциала местного топлива. Перспективной по энергоэкономическим условиям представляется также модернизация систем теплоснабжения с интегрированием технологий сжигания твёрдых бытовых отходов по опыту [28] с целью низкотемпературного нагрева воды для систем горячего водоснабжения. Заслуживает внимания также более широкое использование теплоаккумулирующих технологий с внедрением электрокотлов с аккумуляторами теплоты на основе ночных тарифов на электроэнергию для снижения расхода традиционного топлива.

По экологическому влиянию на окружающую среду в селитебных зонах более рациональными возможностями обладают районные котельные по сравнению с теплогенераторами в децентрализованных системах теплоснабжения, которые характеризуются повышенными выбросами вредных веществ с уходящими газами ( $CO_2$ ,  $NO_x$  и др.) ввиду сложности и технико-экономической нерациональности реализации процессов их локальной очистки.

Представляет интерес подход к модернизации систем теплоснабжения на основе внедрения научно-технических разработок теплонасосных технологий (ТНТ) [14–16], которые отличаются возможностью существенного снижения использования органического топлива. На единицу затраченного исходного топлива потребитель получает в 1.2...2.5 раза больше тепла, чем при прямом сжигании топлива. Их внедрение позволяет повысить температуру нагреваемой среды в процессе трансформации отбираемых энергетических потоков от многообразных низкотемпературных источников и теплового эквивалента приводной мощности в работе компрессора. Выработка теплоты с помощью ТНУ характеризуется весьма значительным энергосберегающим эффектом (20...70 % в зависимости от типа ТНУ и замещаемого теплоисточника). Кроме того, внедрение ТНТ позволяет приблизить тепловые мощности к системам потребления с минимизацией протяжённости тепловых сетей. Низкотемпературными источниками теплоты для ТНУ могут служить грунт, наружный воздух и вентиляционные выбросы, вода морей и рек, водопроводная вода, канализационные стоки и др.

В работе [17] предлагается система модернизации с предварительным подогревом сетевой воды сначала в ТНУ за счёт утилизируемой теплоты конденсации отработавшего пара в турбине, а затем в сетевых подогревателях и пиковом водогрейном котле. Система обеспечивает увеличение КПД станции, так как отработанный пар, ранее поступавший в сетевой подогреватель, направляется в турбину для дополнительной выработки электроэнергии.

Проценко В.П. [16, 18] предложил схему модернизации, в которой теплота сконденсировавшегося пара после турбины частично либо полностью используется в качестве низкотемпературного источника в работе ТНУ. Исходная холодная вода подогревается в конденсаторе первой ТНУ до необходимой температуры для систем горячего водоснабжения, а затем по магистральному трубопроводу поступает к абонентским системам. Отделившаяся её часть поступает на горячее водоснабжение, а основной поток воды является низкотемпературным источником для второй ТНУ, которая подогревает воду до необходимой температуры согласно графику эксплуатационного регулирования систем отопления.

Заслуживают внимания многоплановые варианты модернизации систем с использованием ТНУ в структуре магистралей тепловых сетей [14–16] с расширением потенциала теплоты для абонентского потребления. Увеличение расхода энергоносителя в тепловых сетях может быть достигнуто за счёт дополнительного отбора теплоты из обратных магистралей, принимая их как низкопотенциальный источник теплоты в работе ТНУ.

Характерные варианты устройства ТНУ для повышения эффективности теплоснабжения с расширением возможностей генерируемой теплоты на основе ТНТ представлены на рисунке 1.

Центральное теплоснабжение от РК в процессе трансформации энергетических потоков с доохлаждением воды в обратных магистралах способствует снижению затрат на транспортировку энергоносителей. При этом реализуются различные варианты модифицированных схем теплоснабжения, как для прямого повышения температуры теплоносителя в подающей магистрали, рис. 1а, так и с догревом ее в «пиковых» источниках теплоты после ТНУ, рис. 1б.

В условиях ограниченных возможностей подключения абонентских систем к тепловым сетям из-за повышенного гидравлического режима при располагаемой мощности, генерируемой в РК, целесообразным представляется устройство систем последовательного (в большинстве двухступенчатого) отбора низкотемпературной теплоты из обратных магистралей с «предельно возможным» доохлаждением первичного теплоносителя (рис. 1в).

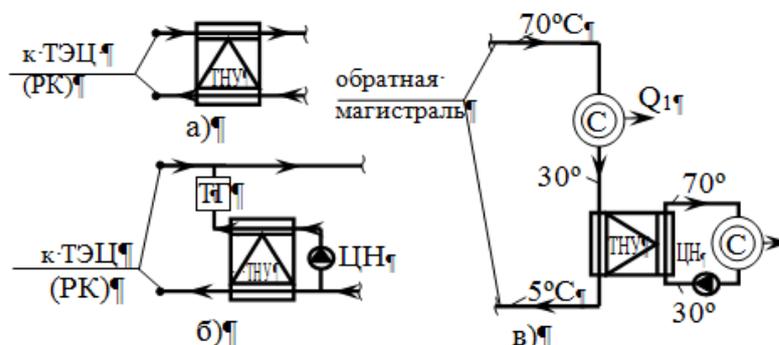


Рисунок 1 – Варианты устройства ТНУ на магистральных участках систем центрального теплоснабжения

Такие решения представляются целесообразными прежде всего для передачи теплоты в реконструируемые абонентские системы децентрализованного и местного теплоснабжения для работы с пониженным температурным режимом (например  $(t_r - t_o) = (70-30)^\circ\text{C}$ ) по сравнению с традиционным температурным графиком отопительных систем. В этом случае первая система работает в зависимом либо независимом гидравлическом режиме, а вторая - в аналогичных условиях с ТНУ, обеспечивающей «предельно возможное» доохлаждение воды в обратной магистрали тепловой сети рис.1,в. Закономерно, что такое решение неизбежно обуславливает увеличение греющей поверхности нагревательных приборов, а также необходимость соответствующего повышения уровня тепловой изоляции зданий, что положительно согласуется с актуальностью проблемы энергосбережения [2, 7, 8, 10]. При этом теплоснабжение от РК с доохлаждением воды в обратных магистралях в процессе парокомпрессионной трансформации энергетических потоков способствует снижению затрат на транспортировку энергоносителя и повышению энергетической эффективности традиционных источников теплоты. В этих условиях реализуются различные варианты модернизации с поэтапным увеличением энергетического потенциала систем теплоснабжения [14, 16], как для прямого повышения температуры теплоносителя в подающей магистрали, так и после подогрева воды в «пиковых» источниках либо с применением ТНУ.

В условиях ограниченных возможностей подключения абонентских систем к тепловым сетям из-за пониженного гидравлического режима при достаточной тепловой мощности РК целесообразным представляется устройство систем с отбором низкотемпературной теплоты из обратных магистралей тепловой сети. Такие схемы [14, 17, 19] могут быть рекомендованы, прежде всего как для расширения объема абонентского теплопотребления, так и реконструируемых абонентских систем децентрализованного теплоснабжения с переходом на централизованное с пониженным температурным перепадом теплоносителя (например,  $(t_r - t_o) = (30...50)^\circ\text{C}$ ) по сравнению с традиционным температурным графиком эксплуатационного регулирования систем отопления. В этом варианте системы могут работать при увеличении общей выработки теплоты в зависимом либо более рациональном независимом гидравлическом режиме.

В работе [20] приведены результаты исследования разработанной системы теплоснабжения, в которой часть здания воспринимает теплоту для отопления от магистралей централизованного источника теплоты, а другая его часть – от теплового насоса, использующего теплоту энергоносителя в обратной магистрали тепловой сети, а также от наружного воздуха. В работе [21] рассматривается система централизованного теплоснабжения с общим бойлером–теплоутилизатором, в который генерируемая теплота поступает от нескольких котлов с разными видами топлива, а также от геотермальных систем и тепловых насосов.

На основе математического моделирования авторами [22] исследовалась система теплоснабжения с центральными и вспомогательными тепловыми насосами, дополнительно размещенными в структуре абонентских систем. Предложенная модель, которая учитывала температуру воды в тепловой сети, в системе низкотемпературного отопления и горячего водоснабжения, позволила

определить её общую эффективность соответствующим коэффициентом преобразования. В [23] приведен анализ разработанных систем теплоснабжения в странах западной Европы на основе тепловых насосов с определением рациональных путей их дальнейшего развития.

В работе [24] приведен систематизированный обзор значительного количества зарубежных вариантов совершенствования систем централизованного теплоснабжения с применением тепловых насосов в низкотемпературных системах. На основе результатов аналитических исследований авторами [19, 25] проанализирована эффективность теплонасосных систем, использующих энергетический потенциал водных и воздушных потоков. В работе [26] проанализировано влияние температуры низкопотенциального источника на эффективность преобразования энергии нагреваемой воды с низким потреблением теплоты для отопления индивидуальных зданий отопления. Результаты исследования предложенной системы [27], которые направлены на повышение энергетической эффективности системы теплоснабжения, предусматривают совершенствование процессов реверсивной выработки парокомпрессионным агрегатом теплоты и холода в виде нагреваемой воды и охлажденного воздуха для соответствующих абонентских систем.

В работе [28] проанализирована система интегрированной выработки тепловой и электрической энергии на ТЭЦ с глубокой утилизацией теплоты продуктов сгорания с помощью парокомпрессионного теплового насоса в подсистеме для отбора теплоты из отработанных газов в схеме мусоросжигательного комплекса (г. Мальмё). Система предусматривает возможность использования энергии в теплотехнологическом цикле очистки газов и водоподготовки в модернизированной теплогенерирующей установке.

Авторами [29] проанализирована энергетическая эффективность теплоснабжения от водогрейных котельных и парокомпрессионных теплонасосных установок, определены условия их целесообразного применения.

Таким образом, анализ применения теплонасосных технологий для модернизации центральных систем теплоснабжения свидетельствует о разноплановом характере научно-технических разработок, которые в решении анализируемой проблемы группируются по следующим направлениям их совершенствования:

- теплотехнологической взаимосвязи источника теплоты и тепловых сетей, в том числе с применением ТНУ в качестве основных, дополнительных, а также «пиковых» источников теплоты;
- теплогидравлических режимов работы систем теплоснабжения для «снижения» температурного графика их эксплуатационного регулирования;
- взаимосвязи и оптимизация теплогидравлических условий совместной работы тепловых сетей и систем потребления теплоты.

На основе вышеизложенного, закономерно представляет интерес аналитическое исследование по определению обобщенного показателя для оценки возможного повышения эффективности использования энергии первичного топлива в системах с расширенным ресурсом теплоснабжения при их модернизации на основе теплонасосных технологий.

#### Цель и задачи исследования

Главной целью настоящего исследования явилось определение обобщенного показателя для качественной оценки возможностей повышения эффективности использования энергии сжигаемого топлива в модернизируемых системах с поэтапным увеличением генерируемой теплоты, как для централизованного, так и децентрализованного теплоснабжения, с аналитическим определением взаимосвязи теплоэнергетических характеристик анализируемых систем в результате внедрения теплонасосных технологий.

#### Методика и анализ результатов исследования

В работе использован комплексный метод исследования, который включает:

- анализ известных теоретических и экспериментальных работ с научным обобщением конечных результатов;
- расчётно-аналитическое и математическое моделирование, в основу которых заложены обобщенные характеристики энергетических и теплообменных процессов, а также предложенный способ аналитического решения поставленной задачи.

Определим общую эффективность возможного повышения использования теплоты сжигаемого топлива в результате модернизации систем теплоснабжения с расширением их ресурса на основе внедрения теплонасосных технологий, используя обобщенные теплоэнергетические характеристики в структурных элементах соответствующих систем.

Необходимый тепловой поток для теплоснабжения здания  $Q_{от}$  на основе теплоты сгорания топлива может быть представлен в виде:

$$Q_{от} = Q_{топ} \eta_{ку} \eta_{тс}, \quad (1)$$

где  $\eta_{ку}$  — коэффициент полезного действия источника теплоты;  $\eta_{тс,1}$  — обобщённый коэффициент полезного действия тепловой сети.

Коэффициент использования энергии органического топлива в соответствующем источнике теплоты, следуя (1), представляется в виде:

$$\eta_{от,ку} = \frac{Q_{от}}{Q_{топ}} = \eta_{ку} \eta_{тс}. \quad (2)$$

Логично [2, 3], что общий коэффициент полезного действия модернизируемых систем определяется произведением коэффициентов, которые характеризуют потери теплоты во всех последовательно соединённых подсистемах в общей структуре систем теплоснабжения. Для наиболее экономичной поквартирной системы децентрализованного теплоснабжения на основе газового теплогенератора обобщённый коэффициент полезного действия  $\eta_{тс,1}$  [2] представляется в виде

$$\eta_{тс,1} = \eta_1 (1 - \eta_0), \quad (3)$$

где  $\eta_0$  — коэффициент, характеризующий долю сверхнормативных потерь теплоты через ограждающие конструкции. Эти потери теплоты через наружные ограждения в виде  $(1 - \eta_0)$  не зависят от сравниваемых систем теплоснабжения, в связи с чем, они могут не учитываться [2, 3];  $\eta_1$  — коэффициент полезного использования топлива в поквартирной системе теплоснабжения с индивидуальным теплогенератором.

Аналогично для системы децентрализованного теплоснабжения от крышной (домовой) котельной соответствующий коэффициент полезного действия тепловой сети представляется в виде:

$$\eta_{тс,2} = \eta_1 \eta_2 (1 - \eta_0), \quad (4)$$

где  $\eta_2$  — коэффициент, характеризующий потери теплоты в распределительных трубопроводах внутридомовых систем отопления и горячего водоснабжения.

Для системы децентрализованного теплоснабжения от квартальной котельной зависимость анализируемого коэффициента полезного действия тепловой сети  $\eta_{тс,3}$  представляется в виде:

$$\eta_{тс,3} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 (1 - \eta_0), \quad (5)$$

где  $\eta_3$  — коэффициент, характеризующий потери теплоты в трубопроводах внутриквартальной тепловой сети.

Для условий централизованного теплоснабжения от районной котельной соответствующая зависимость коэффициента полезного действия тепловой сети  $\eta_{тс,4}$  имеет вид:

$$\eta_{тс,4} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 (1 - \eta_0), \quad (6)$$

где  $\eta_4$  — коэффициент, характеризующий потери теплоты в магистральных трубопроводах тепловой сети от районной котельной.

Для условий работы парокompрессионной теплонасосной системы теплоснабжения с отбором генерируемого теплового потока  $Q_k$  в конденсаторе на основе трансформации отбираемой теплоты от низкотемпературного источника и теплового эквивалента приводной мощности  $W$  в работе компрессора, зависимость действительного коэффициента преобразования  $\varphi$  имеет следующий вид:

$$\varphi = Q_k / W. \quad (7)$$

Принимая во внимание отбор теплоты в конденсаторе теплового насоса по условию  $Q_k = Q_{от}$ , а также учитывая зависимость действительного коэффициента преобразования от его значения по циклу Карно  $\varphi_k$  и коэффициента полезного действия  $\eta_{тн}$  ТНУ в виде  $\varphi = \varphi_k \eta_{тн}$ , из соотношения (7) следует зависимость для определения необходимого теплового потока  $Q_{от}$  в виде:

$$Q_{от} = W\varphi_k \eta_{тн} = Q_{топ} \eta_{кэс} \varphi_k \eta_{тн}, \quad (8)$$

где  $\eta_{кэс}$  – коэффициент полезного действия выработки электрической энергии на ТЭЦ и линий электропередач (ЛЭП).

Из соотношения (8) следует зависимость обобщённого коэффициента для определения эффективности использования энергии первичного топлива  $\eta_{от,тнс}$  в работе теплонасосной системы теплоснабжения, которая приобретает соответствующий вид:

$$\eta_{от,тнс} = \eta_{кэс} \varphi_k \eta_{тн}. \quad (9)$$

Из соотношения зависимостей обобщённого коэффициента определения эффективности использования энергии первичного топлива в теплонасосной системе теплоснабжения с ТНУ (9) и в соответствующей системе традиционного теплоснабжения от районной, квартальной, крышной (внутридомовой) котельной либо квартирного теплоснабжения, согласно соответствующих зависимостей на основе (2), определяются условия повышения эффективности использования теплоты с экономией первичного топлива для сравниваемых вариантов теплоснабжения  $\bar{\eta}_{т,к}$  в следующем виде:

$$\bar{\eta}_{т,к} = (\eta_{кэс} \eta_{тн} \varphi_k) / (\eta_{ку} \eta_{тс}) \quad (10)$$

Для анализа взаимосвязи обобщённых теплоэнергетических показателей в установленной зависимости (10) в качестве примера рассматривались следующие усреднённые исходные данные, базирующиеся на основе теоретических [1, 3, 4] и натуральных результатов [2, 7, 10, 11] в работе анализируемых систем теплоснабжения, в частности:

- от поквартирных теплогенераторов:  $\eta_{ку} = 0,95$ ,  $\eta_{тс} = 0,98$ ;
- от крышной (внутридомовой) котельной:  $\eta_{ку} = 0,90$ ,  $\eta_{тс} = 0,95$ ;
- от внутриквартальной котельной:  $\eta_{ку} = 0,90$ ,  $\eta_{тс} = 0,90$ ;
- от районной котельной (РК):  $\eta_{ку} = 0,85$ ,  $\eta_{тс} = 0,85$ ;

На рис. 2 иллюстрируются результаты сопоставительных расчётов обобщённой оценки возможного повышения эффективности использования энергии сжигаемого топлива  $\bar{\eta}_т$  с соответствующей его экономией в результате внедрения теплонасосных технологий в системах центрального и местного теплоснабжения в зависимости от действительного коэффициента преобразования  $\varphi$  в работе ТНУ.

Из сравнения анализируемых графиков следует, что повышение эффективности использования энергии первичного топлива для всех вариантов систем центрального и децентрализованного теплоснабжения в результате модернизации их на основе теплонасосных технологий существенно зависит от действительного коэффициента преобразования. Отметим, что согласно [15], его минимальное значение для систем отопления и горячего водоснабжения находится в пределах  $\varphi = 2.5...3.5$ . Результатами исследований [14, 19] обоснованы реальные условия высокоэффективной работы ТНУ в южных регионах Украины на основе низкотемпературной теплоты морской, речной воды, грунта, воздушных потоков, и воды с пониженной температурой в обратных магистралях тепловых сетей, а также других характерных источников теплоты, с действительным коэффициентом преобразования  $\varphi = 3...5$ .

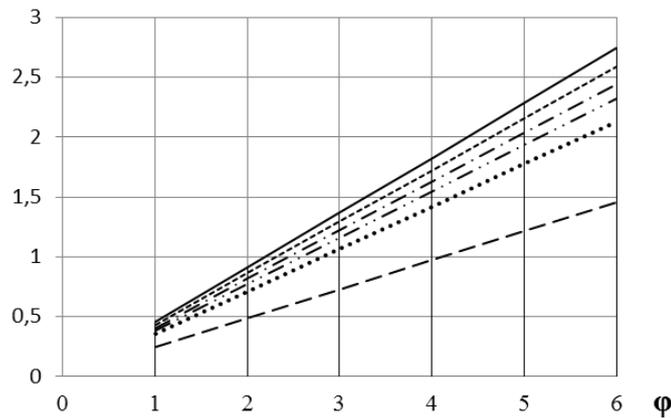


Рисунок 2 – Зависимость повышения эффективности использования энергии первичного топлива в результате модернизации систем теплоснабжения на основе теплонасосных технологий от действительного коэффициента преобразования: ... – для системы поквартирного теплоснабжения; — · — · — для системы теплоснабжения от крышной (внутридомовой) котельной; — · — — для системы теплоснабжения от внутриквартальной котельной; — — — — для системы теплоснабжения от районной котельной

Из сравнительного анализа графических зависимостей, представленных на рис. 2, следует, что наибольшая эффективность использования энергии первичного топлива достигается в результате модернизации тепловых сетей от районной котельной, внутриквартальных и крышных котельных для анализируемых теплоэнергетических характеристик, которая в диапазоне анализируемых значений действительных коэффициентов преобразования  $\varphi = 3 \dots 5$  возрастает в 1,1...2,7 раза.

Таким образом, на основе результатов аналитического исследования, анализа известных подходов и перспективных научно-технических разработок по модернизации систем теплоснабжения с поэтапным увеличением располагаемого теплового ресурса в условиях современного состояния, авторами сформулирован обобщенный подход к их совершенствованию:

- длительное накопление недостатков эксплуатационного обслуживания и без надлежащей модернизации при реконструкции систем наиболее распространенного централизованного теплоснабжения с переходом на рыночный метод хозяйствования привели к неоднозначности в вопросах его общего преимущества по термодинамическим показателям в пользу менее энерго- и эколого-эффективного децентрализованного теплоснабжения, отличающегося меньшей материалоемкостью;

- принимая во внимание крайне запущенное состояние систем централизованного от РК, а также многих систем децентрализованного теплоснабжения с изначально установленной расчётной температурой перегретого теплоносителя, в большинстве городов Украины невозможна их эксплуатация в изначально расчётном теплогидравлическом режиме в ближайшие годы.

- модернизацию систем теплоснабжения представляется целесообразным проводить комплексно на основе энергосберегающих схемных решений с применением современного оборудования, трубопроводов и материалов, а также с реализацией энергосберегающих технологий, прежде всего утепления существующих зданий согласно нормативных требований [5, 6, 7], с переходом к двухтрубным горизонтальным системам отопления, отличающимся возможностью позонного и поквартирного учёта теплоты со снижением её потребления до (40...50)%;

- учитывая значительный физический износ трубопроводов и оборудования, морально устаревшую структуру построения и фактическое состояние систем централизованного теплоснабжения, наряду со скорейшей заменой изношенных трубопроводов и оборудования, неотложной является задача оптимизации схемно-технологических решений и рациональных режимов функционирования структурных подсистем;

- критический анализ известных подходов модернизации реконструируемых систем теплоснабжения свидетельствует о целесообразности решения возникшей проблемы на основе совместного использовании положительных возможностей централизованного и децентрализованного теплоснабжения. При этом модернизация систем центрального теплоснабжения должна базироваться на сочетании покрытия базовой тепловой нагрузки с максимальной температурой на выходе РК до 100°C с устройством дополнительных «пиковых» локальных тепловых источников, которые должны быть максимально приближены к системам потребления теплоты. Такая схема структурно-функциональной модернизации систем теплоснабжения фактически предопределяет комбинированный вариант перехода, централизованного на централизованно-

локальное теплоснабжение, которое обладает возможностью более гибкого теплогидравлического регулирования структурных подсистем с повышенной надёжностью их работы;

–исходя из результатов аналитического исследования и анализа прогрессивных научно–технических разработок повышения эффективности использования энергии первичного топлива, представляется целесообразным с энерготехнологических позиций последовательное внедрение теплонасосных технологий с адаптацией их универсальных возможностей на всех стадиях теплотехнологических процессов теплоснабжения: генерации, транспортирования, распределения, преобразования и регулируемого потребления теплоты абонентскими системами.

### **Заключение**

1. На основе анализа известных подходов и результатов научно–технических разработок, фактического состояния трубопроводов и оборудования, сформулирован обобщенный подход к возможному поэтапному повышению теплового ресурса модернизируемых систем теплоснабжения включая внедрение энергоэкономичных теплонасосных технологий.

2. Аналитическим исследованием взаимосвязи теплоэнергетических характеристик анализируемых систем установлен обобщенный показатель для качественной оценки возможного повышения эффективности использования энергии первичного топлива в результате модернизации систем теплоснабжения с расширением дополнительной выработки теплоты на основе внедрения теплонасосных технологий.

3. Результатами графической интерпретации установленной взаимосвязи обобщенных энергетических характеристик обоснована целесообразность модернизации систем с внедрением теплонасосных установок, прежде всего в системах централизованного теплоснабжения от районных котельных. При этом обеспечивается повышение эффективности использования теплоты первичного топлива с соответствующей экономией в 1,1...2,7 раза при дополнительной генерации теплоты в работе теплонасосных установок соответствующего назначения с действительными коэффициентами преобразования в диапазоне (3...5).

4. С позиции энергосбережения, учитывая результаты зарубежного опыта, внедрение теплонасосных технологий при модернизации систем теплоснабжения, с расширением ресурса генерируемой теплоты, является рациональным в поэтапной практической реализации с универсальными их возможностями на всех стадиях теплотехнологического процесса теплоснабжения: генерации, транспортирования, распределения, преобразования и регулируемого потребления теплоты абонентскими системами.

### **Благодарности**

Авторы благодарят коллег канд. тех. наук, доцента Гераскину Э. А., и канд.тех.наук, доцента Даниченко Н. В. за атмосферу поддержки и благожелательности. Финансирование осуществлялось за счёт ОДАБА.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Чистович, С.А. Автоматизированные системы теплоснабжения и отопления / С. А. Чистович, В. К. Аверьянов, Я. А. Темпель, С. И. Быков. – Л. : Стройиздат, 1987. – 249 с.
2. Чистович, С. А. Технологические схемы систем теплофикации, теплоснабжения и отопления // ж. АВОК. – 2007. – №7. – С. 10–18.
3. Мелентьев, Л. А. Системные исследования в энергетике – М.: Наука, 1979. – 455 с.
4. Соколов, Е. Я. Теплофикация и тепловые сети, 7 изд. – М. : Изд–во МЕИ, 2006. – 472 с.
5. ДБН В. 2.6.–31: 2006,2016. Теплова ізоляція будівель. – К. : Мінрегіонбуд, України, 2006.– 52 с; 2017. – 72с.
6. ДБН В.2.5–67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. – Київ: Міністерство регіонального розвитку будівництва та житлово-комунального господарства України, 2013. – 141 с.
7. Петраш, В. Д. Розрахунково–експериментальна оцінка енергетичної ефективності цивільних будівель / В. Д. Петраш, Д. В. Басіст, Е. А. Гераскіна. – Одеса: ВМВ, 2020. – 327 с.
8. ДБН В.2.5–39:2008. Теплові мережі. Зовнішні мережі та споруди. Інженерне обладнання будинків і споруд. – К. : Мінрегіонбуд України, 2009. – 55с. (зі змінами 2018р.)
9. Ионин, А. А., Теплоснабжение. – М.: Екомет, 2011. – 336 с.
10. Андрижиевский, А.А. Анализ эффективности модернизации систем теплоснабжения // Труды БГТУ. – 2006. – Вып. XIV. – с. 147–151.
11. Васс, М.С. Методические вопросы оценки эффективности систем централизованного теплоснабжения / М. С. Васс, А.Г. Батухтин, С.А. Требунских // Научно–технические ведомости СПбГПУ. – 2013, №2. – С. 80–84.
12. Ильин, Р.А. Комплексная модернизация тепловых пунктов в системах централизованного теплоснабжения // Международный научный журнал «Символ науки» – 2015. – №112. – С. 42–44.
13. Батухтин, А. Г. Повышение эффективности современных систем теплоснабжения / А.Г. Батухтин, С. А. Иванов, М. В. Кобылкин, А. В. Миткус // Чита: Вестник ЗаБГУ. – 2013. – № 9 (100). – С. 112–120.

14. Петраш, В.Д. Теплонасосные системы теплоснабжения. – Одесса: ВМВ, 2014. – 576 с.
15. ДСТУ Б В.2.5.–44. Проектування систем опалення будівель з тепловими насосами. – Київ.; Мінрегіонбуд України, 2010. – 57 с.
16. Степанов, О.А. Системы централизованного теплоснабжения с применением тепловых насосов / О.А. Степанов, П.А. Третьякова // Вестник ТюмГУ, Физико–математическое моделирование. – 2005. – Том 1, №4. – С. 43–51.
17. Пат. 2239129 Российская Федерация, МПК F24D3/08. Способ теплоснабжения / Стенин В. А. – № 2003102574/06; опубл. 30.01.03. – Бюл. №22. – 6с.
18. Третьякова, П.А. Современные подходы к модернизации систем централизованного теплоснабжения на основе внедрения теплонасосных установок // Омский научный вестник. – 2014. – №2 (130). – С. 178–182.
19. Петраш, В.Д. Эффективность парокомпрессионной трансформации энергетических потоков для теплоснабжения на основе морской воды / В.О. Макаров, А. А. Хоменко // Энергетика. Известия высших учебных заведений БНТУ 2021. – 2021. – Вып. 64, № 6. – С. 538–553.
20. Шит, М. Л. Комбинированная система теплоснабжения с ТЕТs и локальными тепловыми насосами / М.Л. Шит, А.А. Журавлев, Д. М. Суворов, В.М. Сухих // Problemele energetii regionale. – 2020. – №1 (45). – С. 81–93.
21. Редько, А.А. Комбинированная система теплоснабжения с возобновляемыми источниками теплоты / А. А. Редько, А. М. Тарадай, В. В. Чернокрылюк, Т. С. Есин // Энергосбережение, энергетика, энергоаудит. – №199 (29). – 2014. – С. 42–46.
22. Østergaard, P. A. Booster heat pumps and central heat pumps in district heating / P. A. Østergaard, A. N. Andersen // Applied Energy. – 2016. – No. 184. – P. 1374–1388.
23. Sayegh, M. A. Heat pump placement, connection and operational modes in European district heating / M. A. Sayegh, P. Jadwiszczak, V. P. Axcell, E. Niemierka, K. Brys, H. Jouhara // Energy & Buildings. – 2018. – No. 166. – P. 122–144.
24. Ommen, T. S. Heat Pumps in CHP Systems: High–efficiency Energy System Utilizing Combined Heat and Power and Heat Pumps. DTU Mechanical Engineering. DCAAMM Special Report, No. S187. – 2015.
25. Pieper, H. Assessment of a combination of three heat sources for heat pumps to supply district heating / H. Pieper, T. Ommen, B. Elmegaard, W. B. Markussen // Energy. – 2019. – No. 176. – P. 156–170.
26. Ibrahim O. Review of water–heating systems: General selection approach based on energy and environmental aspects / Oussama Ibrahim, Farouk Fardoun, Rafic Younes, Hasna Louahlia–Gualous // Building and Environment. – 2014. – Vol. 72. – P. 259–286.
27. Strategic Research and Innovation Agenda for Renewable Heating & Cooling, European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling. – Brussels: RHC–Platform, 2013. – 104 p.
28. Жовнір, М. М. Утилізація низькотемпературної теплоти продуктів згорання палив за допомогою теплових насосів [Utilization of low–temperature heat of combustion products of fuels by means of heat pumps] // Prom. teplotekhnika [Industrial heating technology ology]. – 2008. – No. 32. – P. 90–98. (in Ukrainian).

УДК 621.311.22:621.57

## ИССЛЕДОВАНИЯ ПЕРСПЕКТИВ ПРИМЕНЕНИЯ ТРАНСФОРМАТОРОВ ТЕПЛОТЫ ДЛЯ ДЕКАРБОНИЗАЦИИ УГЛЕРОДНОЙ ЭКОНОМИКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

*Алимгазин А.Ш., докт. тех. наук  
НАО «Евразийский национальный университет им. Л.Н. Гумилева»,  
Казахстан, 010008, г. Астана, ул. Ак. Сатпаева, 2  
E-mail: alimgazin\_altai@mail.ru*

### Аннотация

Рассмотрены перспективы применения парокомпрессионных и абсорбционных транс-форматоров теплоты для декарбонизации углеродной экономики Республики Казахстан. Исследованы вопросы применения абсорбционных тепловых насосов (АБТН) и холодильных машин (АБХМ), которые получили широкое распространение в энергетике, металлургии, нефтехимических производствах, системах комфортного кондиционирования различных зданий и т.д. ведущих стран мира. Внедрение инновационного энергосберегающего оборудования, каким является АБТН и АБХМ, для большинства предприятий Республики Казахстан может стать реальным способом повышения эффективности использования топливно-энергетических ресурсов как в системах тепло- хладоснабжения, так и в теплотехнологических системах, что еще более перспективно и экономически выгодно.

# STUDY OF PROSPECTS FOR THE APPLICATION OF HEAT TRANSFORMERS FOR DECARBONIZATION OF THE CARBON ECONOMY OF THE REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

*Alimgazin A.Sh., Doct. Tech. Sc.*

*L.N. Gumilyov Eurasian National University, Kazakhstan, 010008, Nur-Sultan, Satpaev Str., 2*

*E-mail: alimgazin\_altai@mail.ru*

## **Abstract**

The prospects for the use of vapor compression and absorption heat transformers for the decarbonization of the carbon economy of the Republic of Kazakhstan are considered. The issues of application of absorption heat pumps (ABHP) and refrigerating machines (ABRM), which are widely used in power engineering, metallurgy, petrochemical industries, comfort air conditioning systems of various buildings, etc., have been studied. Leading countries of the world. The introduction of innovative energy-saving equipment, such as ABTN and ABHM, for most enterprises of the Republic of Kazakhstan can become a real way to increase the efficiency of the use of fuel and energy resources both in heat and cold supply systems and in heat engineering systems, which is even more promising and economically profitable.

## **Введение**

Практический переход ведущих стран мира к новому технологическому укладу, основанному на принципах декарбонизации производства и углеродной нейтральности в рамках Парижского климатического соглашения (ПКС), требует полного отказа от использования углеводородного сырья и технологий, обуславливающих глобальное изменение климата и разрушение экосистем планеты уже во второй половине нынешнего столетия [1–3].

На сегодняшний день более 110 стран обязались перейти к углеродной нейтральности к 2050 г. Главным содержанием страновых стратегий являются направления и механизмы перехода к низкоуглеродному развитию. Помимо этого, ведущие транснациональные корпорации, такие как Bloomberg, Microsoft, Tesla, Apple, Volvo, Bosch, BP, Total и другие поддержали этот глобальный тренд, объявив о своих целях по трансформации структуры производств, развитие ВИЭ, СТВ и внедрению энергоэффективных и низкоуглеродных технологий.

Республика Казахстан также присоединилась к данному глобальному процессу, подписав и ратифицировав Парижское климатическое соглашение и заявив на Саммите климатических амбиций ООН в декабре 2020 г. о своем намерении достичь углеродной нейтральности к 2060 году. Достижение заявленных целей обуславливает необходимость кардинальной перестройки технологической структуры национальной экономики и принятие более решительных и системных мер в области снижения выбросов парниковых газов.

По последним данным Казахстан входит в тридцатку стран-загрязнителей в глобальном рейтинге [1–3]. Согласно данным *The Global Carbon Atlas*, вклад Казахстана в глобальные выбросы двуокиси углерода по итогам 2019 года составил 314 мегатонн CO<sub>2</sub>. По объему выбросов двуокиси углерода Казахстан занял 21-е место среди более 221 страны.

Переход к низкоуглеродному развитию и декарбонизации национальной экономики Казахстана предполагает принятие кардинальных мер по повышению энергоэффективности и внедрению новых низкоуглеродных технологий [1–3].

В настоящее время в Казахстане идет процесс принятия решений в области обоснования национальной позиции в климатическом переговорном процессе, реализации Концепции низкоуглеродного развития и достижения низкоуглеродной нейтральности до 2060 г.

## **Объекты и методы исследования**

По данным Международного энергетического Агентства (МЭА), две третьих промышленного спроса на энергию и почти 1/5 мирового потребления энергии составляет промышленное тепло. Это и создает один из наиболее существенных выбросов CO<sub>2</sub>, поскольку большая часть промышленного тепла поступает от сжигания ископаемого топлива.

Как показывает мировой опыт, к одним из самых перспективных технологий относятся технологии, связанные с применением трансформаторов теплоты (тепловых насосов и холодильных машин) [4–10].

Парокомпрессионные и абсорбционные технологии охлаждения и нагрева позволяют более полно использовать тепло, вырабатываемое в циклах энергетики, различных отраслях промышленности, системах комфортного кондиционирования зданий различного назначения и т.п. Это касается как

высокопотенциальных потоков (перегретый пар, выхлопные газы газотурбинных установок), так и низкопотенциальных (оборотная вода, отработанный пар, уходящие газы котлов) [4–14].

На протяжении двух десятков лет казахстанскими (ЕНУ им. Л. Н. Гумилева) и российскими учеными (ЗАО «Энергия», НИУ «МЭИ») проводились совместные исследования по разработке схем и технологий с применением парокомпрессионных трансформаторов теплоты – тепловых насосов (ПКТН) с использованием сбросного тепла систем технического водоснабжения промышленных предприятий (ТЭЦ, металлургических комбинатов, нефтеперерабатывающих заводов и т.д.) для повышения эффективности работы теплоэнергетического оборудования этих предприятий [8–12].

В настоящее время имеются отдельные примеры применения ПКТН на промышленных объектах страны для утилизации низкопотенциального сбросного тепла промышленных предприятий и получения тепла высоких параметров для нужд предприятий.

Первый успешный опыт применения ПКТН в Казахстане был осуществлен в декабре 1999 году совместно с российскими специалистами, когда был реализован пилотный проект в теплосиловом цехе ОАО «Казцинк» (город Усть-Каменогорск) [8].

В период 2000–2021 годы реализованы ряд проектов с применением ПКТН, использующих в качестве низкопотенциальных источников как сбросное тепло промышленных предприятий, канализационно-очистных сооружений, так и различные возобновляемые источники энергии (тепло грунтов, грунтовых вод) [8–12].

Исследования по применению ПКТН и разработка ТЭО проектов также проведены на таких крупных промышленных предприятиях Казахстана, как АО «АрселорМиттал Темиртау», АО «Алюминий Казахстана», АО «Экибастузская ГРЭС-2», АО «Усть-Каменогорская ТЭЦ», АО «Согринская ТЭЦ», АО ТЭЦ-2 города Астаны, АО «ТЭЦ-2 города Петропавловска», АО «Астана Су Арнасы», ТОО «KSP Steel», Аксуский завод ферросплавов и др., на нескольких объектах Международной выставки EXPO-2017, многих объектах бюджетной (социальной сферы), агропромышленного комплекса страны, ряде объектов в Восточно-Казахстанской, Павлодарской, Акмолинской и других областей.

Декарбонизация промышленного сектора экономики Республики Казахстан требует больших изменений, особенно в секторе высокотемпературного и низкотемпературного промышленного тепла, что должно, на наш взгляд, найти соответствующее отражение в разрабатываемой в настоящее время Доктрине (Концепции) низкоуглеродного развития Республики Казахстан до 2060 г.

В Республике Казахстан действует ряд крупных предприятий черной и цветной металлургии, энергетики, нефтехимии, где имеются системы оборотного и прямоточного водоснабжения предприятий (десятки и сотни тысяч м<sup>3</sup>/час воды) со значительными низкотемпературными тепловыми сбросами (порядка 45-55 % теплоты сжигаемого топлива). Эти "тепловые реки" имеют круглый год температуру 20-45 °С, практически не позволяющую использовать теплоту непосредственно, и охлаждаются в градирнях, прудах-охладителях, реках, отдавая в атмосферу вместе с теплотой часть воды.

В период с 2012 по 2021 годы учеными НИИ «Энергосбережение и энергоэффективные технологии» Евразийского национального университета им. Л.Н.Гумилева (далее ЕНУ им. Л.Н. Гумилева) разработаны и запатентованы основы уникальной энергосберегающей «зеленой» технологии на базе применения парокомпрессионной теплонасосной технологии в стационарной и блочно-модульной компоновке с использованием различных НВИЭ (теплота грунтов, грунтовых вод, водоемов, теплота вентиляционных выбросов различных объектов, сбросная теплота технологических процессов промышленных предприятий энергетики, металлургии, нефтехимической промышленности и др., канализационно-очистных сооружений крупных населённых пунктов) [8–14].

Данная «зеленая» технология в 2017 году демонстрировалась в числе 25 лучших научных проектов страны в Национальном павильоне «Нур-Алем» Международной выставки EXPO-2017, вызвала значительный интерес у представителей ряда промышленных предприятий нашей страны, стран ближнего и дальнего зарубежья.

Практическая ее реализация впервые в Республике Казахстан осуществлялась на крупнейшем металлургическом предприятии страны – ПФ ТОО «KSP Steel» (город Павлодар) по «Проекту коммерциализации блочно-модульной теплонасосной установки (далее – БМТУ) для утилизации низкопотенциальной сбросной теплоты систем технического водоснабжения промышленных предприятий» в рамках конкурса по грантовому финансированию на коммерциализацию РННТД, проводимого АО «Фонд науки» в 2017–2021 годах.

Успешное внедрение пилотного проекта по БМТУ имеет большие перспективы дальнейшего внедрения на ряде других промышленных предприятий страны (энергетика, металлургия, нефтехимия, машиностроение, агропромышленный комплекс и др.).

Применение теплонасосных технологий на базе БМТУ на промышленных предприятиях позволит вернуть в систему энергообеспечения объектов в различных регионах страны гигантские объемы безвозвратно теряемого тепла (ежегодно миллиарды Гкал!) без дополнительного сжигания традиционных видов топлива, получить значительный экономический эффект, при этом существенно снижая выбросы

Реализация Проекта в период 2018–2021 годы была осложнена рядом объективных факторов (замена грантополучателей в 2018 г., замена Частным партнером – ТОО «KSP Steel» (декабрь 2018 г.) места локализации и внедрения БМТУ, смена руководства АО «Фонд науки», изменения в руководстве ТОО «KSP Steel», введением режима Чрезвычайного положения и карантина в связи пандемией Covid-19, нахождением Павлодарской области в «красной» зоне в период ноябрь 2020 года – октябрь 2021 г., отсутствием фактического финансирования проекта с мая 2019 г., что, в конечном итоге, привело к неполному исполнению запланированных мероприятий по реализации проекта, его остановке летом 2021 г.

Необходимо отметить, что, тем не менее, в ходе реализации проекта создан впервые в странах СНГ промышленный прототип БМТУ на базе 40-футового контейнера, подготовлены необходимые условия для дальнейшего продолжения данного проекта в ближайшие годы на других предприятиях страны (Аксуский завод ферросплавов–филиал АО «ТНК «Казхром» (далее – АЗФ).

В течение 2018-2021 гг. учеными и специалистами НИИ «ЭиЭТ» Университета и Стартап компании ТОО «БМТУ» проведены научно-исследовательские работы по применению теплонасосных технологий на объектах АЗФ с утилизацией теплоты системы оборотного водоснабжения (СОВ) охлаждения элементов ферросплавных печей:

- по исследованию и анализу возможных схем применения теплонасосных технологий с утилизацией теплоты СОВ плавильных цехов №1 и №4 АЗФ;
- разработано ТЭО<sup>1</sup> проекта «Применение теплонасосных технологий с использованием сбросной теплоты СОВ для повышения эффективности работы оборудования плавильного цеха № 4 АЗФ;
- участие в реализации пилотного проекта на АЗФ по утеплению отсадочного комплекса ЦПШЛ путем установки 2 ПКТН суммарной мощностью 2,4 МВт с использованием сбросной теплоты оборотной воды системы охлаждения плавильных печей цеха №1.

В настоящее время НИИ «Энергосбережение и энергоэффективные технологии» НАО «ЕНУ им. Л.Н.Гумилева» – практически один из немногих научных коллективов Республике Казахстан, ученые и специалисты которого серьезно занимаются вопросами внедрения как ПКТН, так и абсорбционных технологий нагрева/охлаждения, сотрудничает с ведущими учеными как стран СНГ (НИУ «МЭИ», Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ) и др., так и стран дальнего зарубежья (КНР, ФРГ и др.), активно продолжает работу в этом направлении в новых экономических условиях, связанных с практической реализацией проектов, полностью соответствующих разрабатываемой Стратегии низкоуглеродного развития, имеющих большие перспективы в свете декарбонизации отраслей экономики, повышении энергоэффективности работы предприятий Республики Казахстан [14–24].

#### ***Результаты и их обсуждение***

Анализ мирового опыта применения ПКТН, АБТН и АБХМ свидетельствует о том, что применение абсорбционных технологий нагрева и охлаждения на промышленных и гражданских объектах может существенно снизить эксплуатационные расходы, поскольку АБХМ и АБТН работают на низкопотенциальном отработанном тепле, в то время как их пароконденсационные аналоги (ПКТН и ПКХМ) приводятся в действие электродвигателем.

Например, при мощности по холоду 1000 кВт потребление ПКХМ составляет порядка 330 кВт электрической энергии, а системы на базе АБХМ – не выше 50 кВт (включая вспомогательное оборудование).

С учетом вышесказанного, на объектах Республики Казахстан выбор сделан в сторону разработок проектов по внедрению абсорбционных технологий нагрева и охлаждения. Исследования возможностей применения АБХМ и АБТН на предприятиях республики пока находятся на начальном этапе [14–24].

В мире до 80% АБХМ используют именно в промышленности, так как на энергоемких предприятиях всегда есть излишки тепловой энергии, которые необходимо утилизировать: горячая вода, пар, отходящие (дымовые) газы. Особенно это характерно для крупных отраслей, например, для энергетики, нефтехимии, черной и цветной металлургии, где имеется значительное количество избыточного тепла в виде промышленных стоков или оборотных циклов.

Как показывает практика, перспективно использование АБХМ в системах комфортного и технологического кондиционирования в различных отраслях промышленности страны (энергетика, металлургия, нефтехимия, машиностроение и т.д.), в агропромышленном комплексе (теплицы, мясомолочные

комплексы, овоще- и фруктохранилища), так как производство электрической энергии сопровождается выделением тепловой энергии, которую могут утилизировать системы теплоснабжения.

Основные свойства абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин (АБХМ) обеспечивают широкие возможности их использования в промышленности и энергетике в качестве энергосберегающих и экологически чистых решений.

Многokратный эффект от применения АБХМ достигается при наличии у потребителей сбросного тепла. В этом случае абсорбционные холодильные машины используются одновременно как средство утилизации вторичных энергоресурсов.

Часть возможностей по применению АБХМ в промышленности проиллюстрирована на нижеприведенном рисунке 1.

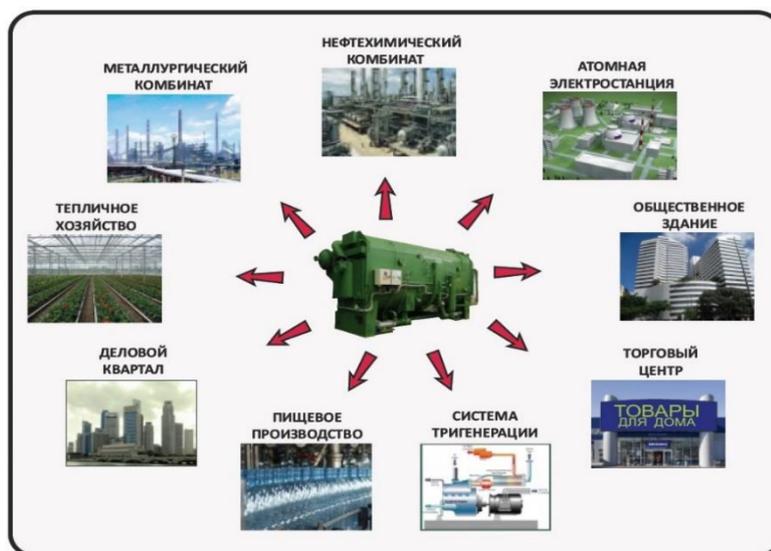


Рисунок 1 – Применение АБХМ в промышленности, энергетике и коммунальном хозяйстве

АБХМ в качестве инструментов энергосбережения активно пропагандируется и используется в развитых странах. Так, Министерство энергетики США, Директорат по энергетике Еврокомиссии (для всей Еврозоны) на протяжении десяти лет ведут активную пропаганду применения такого оборудования. Лидерами в применении АБХМ и АБТН являются азиатские страны с дорогими энергоресурсами.

Учеными НИИ «Энергосбережение и энергоэффективные технологии» НАО «ЕНУ им. Л.Н. Гумилева» проведен обзор практического применения АБХМ и АБТН на объектах крупнейших компаний мира, представленный в монографиях [2,3].

Например, лидером на мировом рынке абсорбционных машин является компания Shuangliang EcoEnergy (Китай). Компания входит в группу компаний Shuangliang, одного из лидеров машиностроительной отрасли Китая. Ежегодно производится около 3000 АБХМ. Годовая выручка группы компаний Shuangliang превышает 4,5 млрд. USD. Всего в мире установлено и эксплуатируется более 30 000 АБХМ. География АБХМ Shuangliang охватывает 60 стран, включая Европу и США.

В последние 15 лет активно применяются АБХМ на предприятиях России, Белоруссии.

Ежегодно огромное количество тепловой энергии в межотопительный период сбрасывается в атмосферу, что экономически и экологически не выгодно. В этой связи абсорбционные технологии предлагают из тепловой энергии (пар, горячая вода, отходящие/дымовые газы) вырабатывать холод и использовать его для повышения эффективности работы энергетических установок (для собственных нужд станции) или продажи внешним потребителям, использующим систему кондиционирования воздуха.

Абсорбционные технологии – это, прежде всего, выработка холода с использованием АБХМ. Принцип работы АБХМ построен на использовании тепловой энергии, а не электрической и, поскольку на объектах энергетики тепло присутствует в избытке в виде пара различных параметров, горячей воды или продуктов сгорания, то именно такая доступность и открывает широкие возможности для включения АБХМ в цикл электростанций [14–22].

Выделяют три основных способа применения АБХМ на предприятиях энергетики:

1. Охлаждение технологического оборудования и кондиционирование помещений.
2. Охлаждение воздуха на входе в компрессор ГТУ.

### 3. Централизованное холодоснабжение.

АБХМ представляет собой холодильную установку, работающую за счет тепла, а не электрической энергии. Охлаждаемая в АБХМ вода (для нужд кондиционирования обычный температурный график поддерживается на уровне 7/12°C) посредством разветвлённой сети трубопроводов подаётся к внутренним блокам системы промышленного кондиционирования (фанкойлам), размещённым в помещениях. Холодная вода нагревается на теплообменниках фанкойлов, охлаждает воздух, проходящий через них, и возвращается в чиллер для повторного охлаждения. Холод, вырабатываемый АБХМ, служит для охлаждения приточного воздуха на входе в ГТУ до +15 - +20°C.

Таким образом, холод производится, в основном, за счет потребления бросовых источников тепла. Данное решение позволяет за счет энергии горячей воды или низкопотенциального пара компенсировать падение производительности газовой турбины в тёплый период года. Электрическая мощность газотурбинного агрегата может увеличиваться на 15% (в зависимости от климатических условий).

Охлаждения требуют многие системы ТЭС и ТЭЦ: трансформаторные блоки, масляные системы, конденсаторы паровых турбин и пр. Однако критически важной бывает температура воздуха на входе в компрессор газотурбинной установки [2,3]. Номинальная мощность ГТУ указывается для температуры +15°C, при температуре +35°C мощность падает на 15-20%. Более того, снижение мощности может привести к аварийной остановке агрегата и далее – к веерному отключению потребителей. Это неоднократно случалось в центральных и южных регионах России.

Как правило, холодная вода (с температурой 5-7°C) используется для нужд кондиционирования офисных зданий, больниц, торговых центров, спортивных и выставочных комплексов и иных объектов социальной инфраструктуры. Для вновь проектируемых районов с жилой застройкой зачастую также прорабатывается система централизованного холодоснабжения. Подобный подход позволяет существенно снизить нагрузку на электрическую инфраструктуру городов в летнее время, когда основной объём энергопотребления приходится на оборудование систем кондиционирования и холодоснабжения. АБХМ для целей централизованного холодоснабжения внешних потребителей с использованием избыточного тепла предприятий в последние 10-15 лет активно используется в Швеции, Финляндии, Франции, Германии, Южной Корее, Китае и многих других странах [2,3].

Низкопотенциальное тепло уходящих газов котельных установок и даже тепло циркулирующей воды можно преобразовывать в АБТН и передавать более нагретому потоку (сетевой воде), экономя, таким образом, на топливе. Утилизируя отработанное тепло, которое обычно сбрасывается в окружающую среду, АБТН позволяют увеличивать общий КПД электростанций, повышая эффективность использования тепла сжигаемого топлива.

АБТН в системах оборотного водоснабжения активно применяется на промышленных предприятиях КНР, Дании, Швеции, Финляндии и других стран [6–13].

Особенно интересен опыт Китая – страны с самой быстро развивающейся промышленностью и энергетикой. Однако их развитие сдерживается дефицитом и высокой стоимостью энергетических ресурсов. Так, стоимость газа в Китае примерно в 5,5 раз выше, чем в России, поэтому при таких условиях вопросы энергосбережения встают особенно остро [13].

Специалистами подсчитано, что на каждый 1 МВт отпускаемой со станции тепловой энергии, примерно 0,3 МВт берется от охлаждающей воды после конденсатора. В итоге это приводит к значительному повышению эффективности самой станции и улучшению экологической обстановки в городе и регионе в целом.

Следует отметить, что в КНР на законодательном уровне запрещена эксплуатация ТЭЦ без применения абсорбционных тепловых насосов [2,3]. На китайских ТЭЦ установлено несколько тысяч АБТН производства Shuangliang EcoEnergy. В среднем мощности АБТН на ТЭЦ Китая небольшие.

АБХМ становятся все более популярными и в странах СНГ (Россия, Беларусь), поскольку обеспечивают:

- снижение удельного потребления топлива по электрической и тепловой компонентам;
- снижение эксплуатационных затрат;
- увеличение надежности и эффективности электрогенерации;
- улучшение условий эксплуатации энергетического оборудования;
- улучшение экологических характеристик (снижение потребления топлива, снижение выбросов в атмосферу, снижение потребления природной воды).

Очень перспективным направлением применения АБХМ в ведущих странах мира является *тригенерация*, т.е. внедрение тригенерационных энергоцентров [13]. Тригенерация (Trigeneration, ССНР – combined cooling, heat and power) – это процесс совместной выработки электричества, тепла и холода. Тригенерационный комплекс представляет собой комбинацию когенерационной установки (выра-

батывающей электрическую и тепловую энергию) с абсорбционной холодильной машиной, вырабатывающей холод за счет потребления произведенной тепловой, и незначительного количества электрической энергии. Тригенерация позволяет эффективно утилизировать тепло зимой для отопления и летом для кондиционирования помещений и технологических нужд. Генерирующая установка может использоваться круглый год, причем в летний период (когда потребность в тепле уменьшается) коэффициент полезного действия энергетической установки не снижается.

Самый первый проект с концепцией тригенерации был разработан в 1998 году совместными усилиями Министерства энергетики США, национальной лабораторией ORNL и производителем АБХМ\* BROAD и реализован в США в 2001 году.

В настоящее время во всем мире существует множество примеров применения тригенерации в гостиничной сфере, строительстве и модернизации аэропортов, образовательных учреждениях, деловых и административных комплексах, центрах обработки данных, немало примеров и в промышленности – текстильной, металлургической, пищевой, химической, целлюлозно-бумажной, машиностроительной и др. [14–22].

Тригенерация основана на применении АБХМ, которые в качестве основного источника энергии используют тепло и позволяют вырабатывать холод и тепло в зависимости от потребностей объекта. При этом применение обычных котлов, как в когенерации, в такой схеме не является обязательным условием. Помимо традиционного тепла и электричества тригенерация обеспечивает производство холода в АБХМ (в виде охлажденной воды) для технологических нужд или для кондиционирования помещений.

Наиболее оправданно применение АБХМ для объектов площадью от 20–30 тыс. м<sup>2</sup> (бизнес-центр средних размеров) и заканчивая гигантскими объектами в несколько сотен тысяч квадратных метров и даже больше (торгово-развлекательные комплексы и аэропорты).

Но на таких объектах должен быть спрос не только на холод и электроэнергию, но и на тепло-снабжение. Причем теплоснабжение предполагает не только отопление помещений в зимнее время, но и круглогодичное снабжение объекта горячей водой для нужд ГВС. Это исходит из того, что чем полнее используются возможности тригенерационного энергоцентра, тем выше его эффективность.

Первым и самым важным критерием тригенерации является холод. Самое распространенное его применение на сегодняшний день – кондиционирование общественных зданий. Это могут быть бизнес-центры, административные здания, больничные и гостиничные комплексы, спортивные объекты, торгово-развлекательные центры и аквапарки, музеи и выставочные павильоны, здания аэропортов – словом, все объекты, где одновременно может находиться множество людей, и для создания комфортного микроклимата требуется система центрального кондиционирования.

В настоящее время десятки и сотни АБХМ установлены во многих странах мира как на объектах промышленного назначения (нефтеперерабатывающая, химическая промышленность, энергетика, фармацевтика и т.д.), так и в различных торговых и торгово-развлекательных центрах, гостиницах, санаториях, пансионатах, коммерческой и жилой недвижимости [14–22].

Таким образом, новейшие системы теплоснабжения позволяют утилизировать тепловую энергию, которая создается при производстве электрической энергии. Развитие новейших технологий, в том числе абсорбционных технологий охлаждения и нагрева, и общий тренд на энергоэффективность, безусловно, способствуют экологичному использованию первичных энергетических ресурсов и декарбонизации отраслей промышленности.

Рациональность использования АБХМ подтверждается при наличии:

- а) природного газа – для этого рекомендуется применение АБХМ на газе для производства холода и тепла;
- б) автономной котельной – избыток горячей воды в летний период можно использовать в АБХМ;
- в) мини-ТЭЦ – бросовое тепло (горячая вода, пар, выхлопные газы) можно использовать в процессе выработки электроэнергии.

Применение АБХМ в системах кондиционирования воздуха позволяет снизить энергопотребление зданий до 30%. Стоимость системы холодоснабжения с использованием АБХМ при мощностях более 1-2 МВт не превышает стоимость парокомпрессионных холодильных установок. Минимальная мощность АБХМ около 200 кВт. Если объект предполагает автономное электроснабжение (мини-ТЭЦ), то АБХМ может утилизировать «бросовую теплоту» охлаждения энергетической установки. В этом случае применение АБХМ всегда выгоднее, чем использование электрического chillera.

Как показывает практика, перспективно использование АБХМ в системах комфортного и технологического кондиционирования в различных отраслях промышленности страны (энергетика, металлургия, нефтехимия, машиностроение и т.д.), в агропромышленном комплексе (теплицы, мясо-молочные

комплексы, овоще- и фруктохранилища), так как производство электрической энергии сопровождается выделением тепловой энергии, которую могут утилизировать системы теплоснабжения.

Удачным решением считается применение АБХМ на нефтеперерабатывающих и нефтехимических производствах [17]. На предприятиях нефтепереработки и нефтехимии в качестве энергоресурса АБХМ, как правило, используют пар. Тепловой энергии очень часто бывает в избытке на предприятии. В качестве греющего источника для работы АБХМ можно использовать, например, пар с давлением не ниже 1 атм.

Промышленный холод является неотъемлемой частью многих технологических процессов нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств, в частности охлаждения сред в процессах каталитического крекинга: охлаждение паров с колонны ректификации, паров жирного газа после компримирования, паров головки стабилизации и прочие технологические решения, в том числе, охлаждение абсорбента при нефтепереработке. Обеспечить стабильный выход продукта позволит только использование искусственного холода. Эффективность работы аппаратов воздушного охлаждения (АВО) зависит от наружной температуры.

Промышленный холод широко применяется в металлургической промышленности и определяет эффективность технологий черной и цветной металлургии: сталелитейного производства, производство чугуна, алюминия, никеля, кобальта и пр. В металлургии высокие тепловыделения в цехах могут привести не только к нарушению условий труда, но и к разрушению строительных конструкций. Обеспечение кондиционирования жарких цехов, а также снижение влажности дутья с применением осушительных установок рационально строить на базе АБХМ, поскольку на металлургических предприятиях в избытке имеется бросовая тепловая энергия (отходящие газы, горячая вода) [17,18,22,24].

В химической промышленности АБХМ часто используют для осушения воздуха (в производстве удобрений). Высокая влажность гранулированных продуктов затрудняет их отгрузку и транспортировку. Поэтому АБХМ используют для охлаждения воздуха. В процессе охлаждения лишняя влага конденсируется, затем воздух снова нагревается и с низкой влажностью поступает на охлаждение гранулированной продукции.

АБХМ в строительстве применяют в системах комфортного кондиционирования зданий различного назначения: торговых и офисных комплексов, больниц, выставочных и спортивных комплексов и т.д. Использование АБХМ в системах центрального кондиционирования воздуха позволяет снизить до 30% электропотребление зданий.

Использование АБХМ на газе можно рассмотреть на примере системы охлаждения воздуха на Жанажолской ГТЭС-45. Это современная высокотехнологичная газотурбинная электростанция, обеспечивающая электроэнергией многие регионы страны. ГТЭС-45 введена в эксплуатацию в 2008 году. Основными потребителями вырабатываемой ею электроэнергии являются объекты первой очереди третьего Жанажолского газоперерабатывающего завода.

Проект уникален тем, что применяется АБХМ, работающий на выхлопных газах от газотурбинных установок (ГТУ) [17]. Для выработки электроэнергии на ГТЭС-45 нефтекомпания «СНПС-Актобемунайгаз» мощностью 160 МВт в качестве сырья используют неочищенный попутный газ. Для охлаждения воздуха на входе в турбину применяется абсорбционный чиллер. Это позволяет существенно повысить эффективность работы ГТУ и увеличить выработку электроэнергии.

В 2016 г. начаты пилотные работы по повышению энергоэффективности работы оборудования на Жанажолской газотурбинной электростанции (ГТЭС) (Актюбинская обл.) путем применения АБХМ на ГТУ № 5,6,7. На ГТЭС внедрена одна АБХМ фирмы "Thermax" (Индия) холодопроизводительностью ~3150 кВт с использованием в качестве энергоисточника выхлопных газов от ГТУ и двух градирен открытого типа. Проход выхлопных газов через АБХМ осуществляется с помощью дымососа. Номинальный расход выхлопных газов составляет 45 000 кг/ч при расчетной температуре на входе в генератор АБХМ  $t_{r1} = 355^{\circ}\text{C}$  и выходе  $t_{r2} = 192^{\circ}\text{C}$  [21].

Оценка возможностей применения АБХМ с использованием альтернативных источников энергии на Аксуском заводе ферросплавов (АЗФ) – филиале АО «ТНК «Казхром» изучается учеными и специалистами НИИ «Энергосбережение и энергоэффективные технологии» ЕНУ им. Л.Н. Гумилева, НИУ «МЭИ», Стартап компании ТОО«БМТУ» совместно со специалистами из КНР с 2018 г. [20–22]. Впервые на примере крупного металлургического предприятия страны проводятся исследования различных схем применения абсорбционных технологий нагрева и охлаждения с утилизацией вторичных энергоресурсов (ВЭР) плавильных печей № 1 и № 4 в АБХМ в летний период и с помощью АБТН в зимний период.

Проект преследует две цели:

1. Разработка эффективных и надежных схем отвода избыточного тепла системы оборотного водоснабжения (СОВ) предприятия для обеспечения устойчивых технологических процессов основных производств АЗФ на примере плавильного цеха № 4.

2. Проведение исследований по применению АБХМ и АБТН в существующих схемах СОВ и теплоснабжения плавильного цеха № 4 с использованием программных комплексов Thermoflex (США) и Aspen Plus (США), программ GIS ToolKIT КБ «Панорама» и Microsoft Visual Studio (США) для расчета рассеивания вредных выбросов с целью оценки воздействия выбросов на окружающую среду.

В Казахстане также имеются первые примеры успешного применения АБХМ в системах центрального кондиционирования (СЦК) в гостиничной сфере. Одним из первых известных случаев применения абсорбционных технологий охлаждения в стране является АБХМ в 5-звездочном отеле «Royal Tulip Almaty» в г. Алматы (2008 г.). Установка работает на природном газе. АБХМ Thermax 2V 3K С мощностью 1 МВт, также работающий на доступном дешевом источнике энергии – природном газе, работает в СЦК отеля «Султан Палас» (город Атырау, 2018 г.) – крупнейшего отеля представительского класса в регионе. АБХМ Thermax 5G 4L С на горячей воде и АБХМ Thermax 2V 3L С на природном газе установлены в энергоцентре торгового центра «Araу City Mall» (город Кызылорда, 2018 г.). Внутреннее охлаждение АБХМ успешно обеспечивают две градирни NST [22].

Тем не менее, широкому внедрению абсорбционных технологий в стране, при всей их выгоды и экологичности, препятствуют отсутствие соответствующей нормативно-законодательной базы, слабое освещение в средствах массовой информации и т.д.

### **Заключение**

В целом, изучение мирового опыта, а также перспектив применения абсорбционных технологий на отдельных объектах Казахстана позволяет сделать следующие выводы и рекомендации:

1. Внедрение инновационного энергосберегающего оборудования, какими являются АБТН и АБХМ, для большинства предприятий Республики Казахстан может стать реальным способом повышения эффективности использования топливно-энергетических ресурсов как в системах тепло- хладоснабжения, так и в теплотехнологических системах, что еще более перспективно и экономически выгодно.

2. Модернизация промышленных предприятий республики с применением абсорбционных технологий нагрева и охлаждения является первостепенной задачей для энергоэффективного и экологичного развития топливно-энергетического комплекса (ТЭК), металлургии, нефтехимического комплекса, агропромышленных предприятий и т.д.

3. С целью широкомасштабного внедрения АБТН и АБХМ на промышленных предприятиях, агропромышленном комплексе, объектах ЖКХ, бюджетной сферы и др. необходимо совершенствование нормативно-законодательной базы Республики Казахстан.

Для этого предлагается внести предложения и дополнения:

а) в разрабатываемую по поручению Президента РК К.Ж. Токаева Стратегию (Доктрину) низкоуглеродного развития Республики Казахстан до 2060 года;

б) в разрабатываемый новый Закон Республики Казахстан «Об альтернативных источниках энергии»;

в) в существующие документы о внедрении наилучших доступных технологий (НДТ), о снижении выбросов парниковых газов в атмосферу для улучшения экологической обстановки в регионах;

г) в формируемые и существующие государственные программы (разделы, главы и т.п.) в части бюджетного финансирования проектов применения абсорбционных технологий нагрева и охлаждения со стороны отраслевых министерств и национальных компаний;

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Сафонов, Г.В. Декарбонизация национальной экономики: стратегии и сценарии / Г. В. Сафонов, Б. Есекина, Ш. Туебекова // Известия Национальной академии наук Республики Казахстан. Серия общественных и гуманитарных наук. – 2017. – Т. 313. – №3. – С. 13–22.

2. Decarbonization of Economy's Extractive Sectors of the Republic of Kazakhstan / Under edition Academician of the National Academy of Sciences of the Republic of Kazakhstan, Doctor of Geological and Mineralogical Sciences S. Daukei – Nur-Sultan: Bi-PRINT, 2021. – 265 p.

3. Декарбонизация добывающих отраслей экономики Республики Казахстан / Под ред. академика НАН РК, д.т.н., проф. С. Ж. Даукеева. – Нур-Султан: Би-ПРИНТ, 2021. – 295 с.

4. Басок, Б.И. Оценка возможности использования сбросной теплоты водооборотных конденсационных циклов на основе теплонасосных технологий (на примере ТЭЦ-6 г. Киева) / Б.И. Басок, М.Ю. Швеиц, А.А. Рутенко, А.А. Барило, Т.Г. Беляева, А.А. Лунина, О.М. Недбайло // Промышленная теплотехника. – 2010. – Т. 32. – № 6. – С.76-83.

5. Потапова, А.А. Применение тепловых насосов в системе теплоснабжения промышленного предприятия и города / А.А. Потапова, И.А. Султангузин // Металлург. – 2010. – № 9.– С. 75–78.

6. Султангузин, И.А. Тепловые насосы: кадры, стимулирование, применение, теплоснабжение / И.А. Султангузин, А.В. Федюхин, П.А. Шомов // С.О.К. Сантехника Отопление Кондиционирование. – 2015. – № 5. – С. 54–57
7. Султангузин, И.А. Высокотемпературные тепловые насосы большой мощности для теплоснабжения / И.А. Султангузин, А.А. Потапова // Новости теплоснабжения. – 2010. – № 10. – С. 23–27.
8. Алимгазин, А.Ш. Теплонасосные технологии для теплоснабжения различных объектов. Опыт Республики Казахстан / А.Ш. Алимгазин, С. Г. Алимгазина // АВОК. Энергосбережение. – №8. – 2013. – С. 68–73.
9. Алимгазин, А.Ш. Применение тепловых насосов нового поколения с использованием нетрадиционных источников энергии для выработки дополнительной тепловой энергии на ТЭЦ-2 г. Астаны / А.Ш. Алимгазин, С.Г. Алимгазина, Ю.М. Петин, А.П. Кислов, Д.Т. Амренова // Вестник ПГУ им. С. Торайгырова, серия «Энергетическая». – 2015. – № 2. – С. 6–14.
10. Alimgazin, A.Sh. Application of new generation heat pump technologies using alternative energy sources to generate additional heat energy at the heat power plants-2 (Astana city) / A.Sh. Alimgazin, S.G. Alimgazina, Y.M. Petin // «IX Minsk International Seminar Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources», Minsk, Belarus, 07-10 September 2015. – P.230–235.
11. Alimgazin, A.Sh. The block-modular heat pump installation for utilization of low-potential reset heat of technical water supply systems of industrial enterprises / A.Sh. Alimgazin, S.G. Alimgazina, S.E. Bakhtiyarova // The Anniversary International Conference - X Minsk International Seminar «Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources». – Minsk, 2018.
12. Кузьмина, Т.Г. Энергосбережение при тригенерации в технологиях с оборотным водоснабжением // Турбины и Дизели. – 2012. – июль - август. – С.12-14.
13. Алимгазин, А.Ш. Применение абсорбционных технологий охлаждения и нагрева для повышения энергоэффективности работы промышленных предприятий и систем кондиционирования общественных зданий в Республике Казахстан / А.Ш. Алимгазин, И.А. Султангузин, Ю.В. Яворовский, И.Г. Ахметова, А.И. Бартнев // Международный симпозиум «Устойчивая энергетика и энергомашиностроение 2021: SUSE-2021». 18 – 20 февраля 2021 г. – Казань: КГЭУ.
14. Прищепова, С.А. Использование низкотемпературных ВЭР с применением трансформаторов теплоты в цветной металлургии / С.А. Прищепова, И.А. Султангузин, А.Ш. Алимгазин, И.В. Евсеенко, А.В. Федюхин, А.И. Бартнев, Ю.В. Яворовский // Надежность и безопасность энергетики. – Москва. – 2020. – №2. – С. 97–104.
15. Бартнев, А.И. Применение абсорбционных трансформаторов теплоты для повышения энергетической и экологической эффективности работы теплоэлектроцентрали / А.И. Бартнев, И.А. Султангузин, А.Ш. Алимгазин, Ю.В. Яворовский, И. Д. Калякин // Вестник ПГУ им. С.Торайгырова, серия «Энергетическая». – 2020. – №1. – С. 65–71.
16. Alimgazin, A.Sh. Heat pump in a new modular configuration to recover low-grade heat emissions at enterprises / A.Sh. Alimgazin, S.G. Alimgazina, M.G. Zhumagulov // E3S Web of Conferences. – 2020. – 178. – 01003. – <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017801003>.
17. Yavorovsky, Yu.V. Improving energy and environmental efficiency of combined heat-and power plant based on absorption heat transformers / Yu.V. Yavorovsky, A.I. Bartenev, I.A. Sultanguzin, A. Sh. Alimgazin, S. A. Prishchepova, I.D. Kalyakin // E3S Web of Conferences. – 2020. – Vol. 178. – 01010. – <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017801010>.
18. Alimgazin, A.Sh. The use of heat transformers for the low-temperature secondary energy resources recovery in non-ferrous metallurgy enterprises / A.Sh. Alimgazin, S.A. Prishchepova, I.A. Sultanguzin, A.V. Fedyukhin, Yu.V. Yavorovsky, A.I. Bartenev // E3S Web of Conferences. – 2020. – Vol. 178. – 01017. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202017801017>.
19. Yavorovsky, Yu. V. Improving the energy and environmental efficiency of thermal power plants based on the use of absorption thermal transformers/ Yu. V. Yavorovsky, I. A. Sultanguzin, A. Sh. Alimgazin, A.I. Bartenev, S. A. Prishchepova, E. S. Trushin // Vestnik MEI, 2020. – No. 4. – P. 89–97.
20. Алимгазин, А.Ш. Перспективы применения абсорбционных трансформаторов теплоты для повышения энергоэффективности промышленных предприятий Республики Казахстан / А.Ш. Алимгазин, И.А. Султангузин, Ю.В. Яворовский, И.Г. Ахметова, А.Н. Бергузинов // Вестник ПГУ им. С. Торайгырова, серия «Энергетическая». – 2020. №4. – С.21–32.
21. Алимгазин, А.Ш. Повышение энергоэффективности работы оборудования Аксуского завода ферросплавов - филиала АО «ТНК «Казхром» путем внедрения энергосберегающих теплонасосных технологий / А.Ш. Алимгазин, С.Г. Алимгазина, С.Л. Прокопьев, Ж.М. Омаров // Сб.тр. МНПК «Экологическая, промышленная и энергетическая безопасность – 2020», г.Севастополь, 14 – 17 сентября 2020 г. – С. 42–47.
22. Бергузинов, А.Н. Применение парокомпрессионных теплонасосных установок для тепло- и хладоснабжения различных объектов в Республике Казахстан с использованием нетрадиционных и возобновляемых источников энергии / А.Н. Бергузинов, А.Ш. Алимгазин, С.Г. Алимгазина. – Павлодар: «Toraigyrov University», 2021. – 322 с. – ISBN 978-601-345-219-7.
23. Алимгазин, А.Ш. Применение блочно-модульной теплонасосной установки для утилизации теплоты систем технического водоснабжения промышленных предприятий Республики Казахстан / А. Ш. Алимгазин, А. Н. Бергузинов // The Bulletin of Kazakh Academy of Transport and Communications named after M. Tynyshpayev. – 2021. – Vol. 119, No.4. – P. 74–85. – DOI 10.52167/1609-1817.

# *СЕКЦИЯ 2*

*«Холодильные технологии хранения и переработки  
пищевых продуктов, применение экологически  
безопасных хладагентов»*

## RESEARCH OF R22, R410A, R290 AND R32 REFRIGERANTS IN DIFFERENT EXTERNAL CONDITIONS

*Norkhujayev A.S., assistant  
Tashkent State Technical University, Uzbekistan, 100095, Tashkent, st. University, 2  
E-mail: a.norxojayev@mail.ru*

### Abstract

The article discusses refrigerants that cause ozone depletion and alternatives to these refrigerants. The study was conducted at various outdoor temperatures, cooling modes, comparing refrigerants that cause ozone depletion with environmentally friendly refrigerants. The study compared R22, R410A, R290 and R32 refrigerants used in a 12,000 Btu/s split air conditioner.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ХЛАДАГЕНТОВ R22, R410A, R290 И R32 В РАЗЛИЧНЫХ ВНЕШНИХ УСЛОВИЯХ

*Норхужаев А.С., ассистент  
Ташкентский государственный технический университет, Узбекистан,  
100095, Ташкент, ул. Университет, 2  
E-mail: a.norxojayev@mail.ru*

### Аннотация

В статье рассматриваются хладагенты, вызывающие разрушение озонового слоя, и альтернативы этим хладагентам. Исследование проводилось при различных температурах наружного воздуха, режимах охлаждения сравнивая хладагенты, вызывающие разрушение озонового слоя с экологически чистым хладагентом. В исследовании сравнивались хладагенты R22, R410A, 290 и R32, используемые в сплит-кондиционере производительностью 12000 БТЕ/с.

### Introduction

The production of artificial cooling, obtaining temperatures below ambient temperatures, is widely used in many areas of the economy in the implementation of various technological processes. Refrigeration technology is needed in many areas of human activity.

Life on Earth has been preserved for thousands of years because of its protective atmosphere. This layer is called ozone and protects the Earth from the sun's harmful ultraviolet rays. If the protective layer is broken, the harmful part of the sun's ultraviolet rays will affect the Earth's surface, killing most living organisms possible. One of the industries that has a negative impact on ozone is artificial cooling. It is impossible to imagine our lives and activities today without artificial cold [1,2,4].

It is known that refrigeration machines use various refrigerants as working substances. They more or less affect the ozone layer. The chemical composition of the working substances can be chlorine, fluorine, bromine and hydrocarbons.

In the 1980s, chlorofluorocarbons (CFC) and hydrochlorofluorocarbons (HCFC) were proven to have an effect on the ozone layer, which protects the earth's flora and fauna from the sun's harmful ultraviolet rays.

According to the 1985 Vienna Convention for the Protection of the Ozone Layer and the 1987 Montreal Protocol on the Control of Ozone Depleters, the use of CFC is limited to 1996 for developed countries and until 2010 for developing countries. The use of it was allowed until 2020 for developed countries and until 2030 for developing countries [1,6,7,8,9,10].

### Research methodology and results

R32 refrigerant is an alternative to R410A, which is currently used instead of R22 refrigerant. The reason can be seen in Table 3.1. The global heating potential (GWP) of R32 is much lower than that of R410A. So R32 is environmentally friendly.

### Comparison of R32 and R410A refrigerants:

- The GWP of R32 is 675 and that of R410A is 2100;
- R32 has high energy efficiency (4% in a 6 kW system);
- Less refrigerant is poured into the devices running on R32 (18% in a 4 kW system);

• The R32 is one-component, meaning it can be recycled and reused. R410A is a two-component mixture containing R32 and R125.

Table 1 shows the characteristics of R32, R410A, R22 and R290. The physical properties of R410A and R32 are very close, so copper pipes of the same diameter are used in the operating mode of the split system. It should be noted that the same oil is used.

Table 1 – Comparison of some properties of refrigerants under study

	<b>R32</b>	<b>R410A</b>	<b>R22</b>	<b>R290</b>
Category	GFU	GFU	GXFU	propan
Formula	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub> / CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	CHClF <sub>2</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>
Composition (Mixture Ratio wt%)	–	R32/R125 (50/50)	–	-
Boiling temperature (°C)	-51,7	-51,5	-40,8	-42
ODP	0	0	0,055	0
GWP	675	2100	1810	3
Refrigerant oil	Synthetic oil (ether)	Synthetic oil (ether)	Mineral oil (suniso)	

The following is a study of a ozone-safe refrigerant R410A, R290 and R32 for a split air conditioner with a cooling capacity of 12000 Btu/s.

The results are presented in the form of diagrams, tables and graphs. For comparison, the results of a study on ozone-hazardous R22, which has been used to date in these studies, are also presented. Today's world is living and adapting to global warming. The fact that the average temperature of our winters increases every year, and the extreme heat of our summers requires additional experiments. Therefore, we graphically present the results of the study obtained when the ambient temperature is 30, 40, 50. In cooling mode, the air conditioning temperature is always higher than the outside temperature. That is, if the outside temperature is 30, the condensing temperature will be around 10 [1,5].

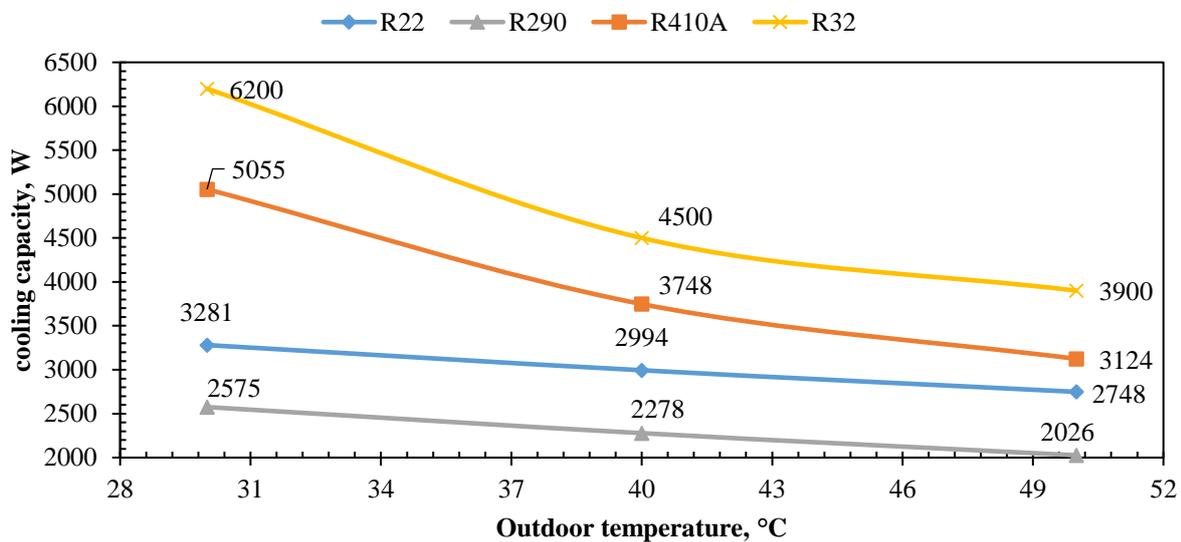


Figure 1 – Graph of correlation of cooling capacity of cooling agents R22, R410A, R290 and R32 to outdoor temperature

Figure 1 is a graph of the correlation between the cooling efficiency of a split air conditioner with a cooling capacity of 12000 Btu/s and the outside temperature listed. In this case, the air conditioner in the four refrigerants was at the same boiling point,  $t_0=8,9$  °C. Summer temperature for Uzbekistan is 40...50°C degrees. In this range, the productivity of the four refrigerants does not change proportionally. As a result, the cooling agent R410A had higher cooling performance than R22 and R290, and the spring and fall months were 1.54 times higher than R22 and 1.96 times higher than R290. However, our R32

refrigerant, which is used as a close cooling agent in split air conditioners, has shown that it is 1.2 times more efficient than R410A, which has the highest performance. R290 is 1.27 times lower than R22. As can be seen, as the outside temperature increased, that is, in summer conditions, the results of all four cooling agents decreased. This is because as the outside temperature increases, the specific mass cooling efficiency ( $q_0$ ) of the refrigerant decreases, which in turn affects the self-cooling efficiency ( $Q_0$ ). Under these conditions, the R32 refrigerant performed better than other refrigerants, but it dropped by 38% compared to the initial result. This figure was 38% in R410A and showed the same negative result as R32. However, these figures were 16% in R22 and 21% in R290, a positive result for them.

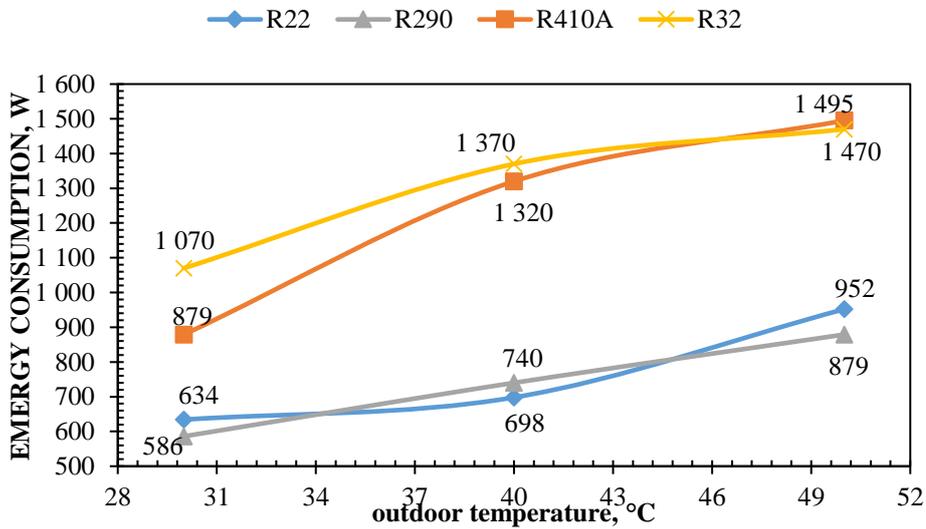


Figure 2 – Graph of correlation of electrical power of cooling agents R22, R410A, R290 and R32 to outdoor temperature

In Figure 2, the electrical capacities of each cooling agent in the cooling system were studied at different external temperatures. According to the study, the cooling agent R32 was 1.96 times more negative than R22, 1.85 times more negative than R290, and 1.04 times more negative than R410A. The R410A refrigerant consumed an average of 1.89 times more electricity than the R22 and 1.78 times more power than the R290. The results were similar to those of R32, and the results of R22 and R290 were also close to each other, but the results of these two refrigerants were found to be very different from those of R410A and R32. Considering that the lower the power consumption, the better, we will not be mistaken if we use the same phrase for R410A.

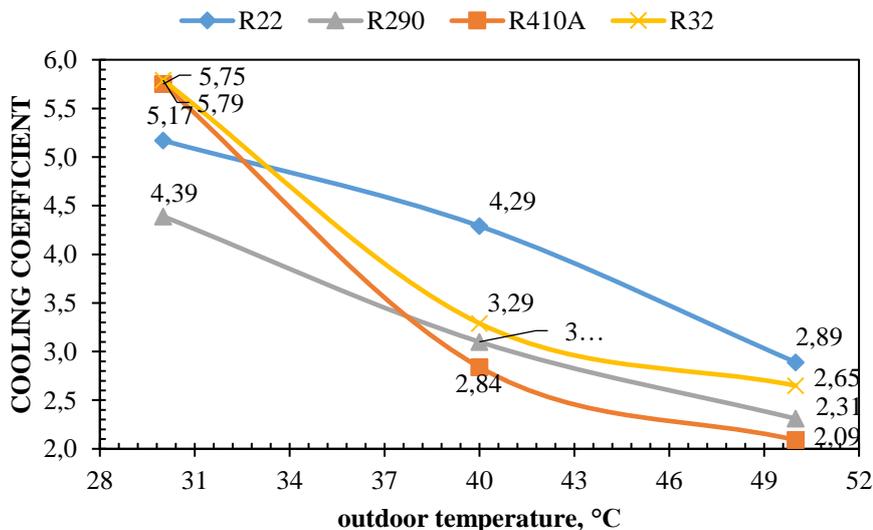


Figure 3 – Graph of the correlation of the cooling coefficient of the cooling agents R22, R410A, R290 and R32 to outdoor temperature

Figure 3 shows the results of a study of the cooling coefficients of four refrigerants at different outdoor temperatures. If we look at the essence of the cooling coefficient, the cooling coefficient is equal to the ratio of cooling efficiency to electricity. That is, the relationship between cooling efficiency and electricity. The study found that refrigerants R410A and R32 performed 1.11 times higher than R22 when the outside temperature was 30, and R290 1.3 times higher. However, with an increase in outside temperature of 10, the refrigerant R410A itself decreased 1.51 times compared to R22, 1.09 times compared to R290, and 1.16 times compared to R32. The results showed that the refrigerant R410A did not change to a certain extent. Except R22 and R290.

### **Conclusions**

The results of the study of refrigerants R22, R410A, R290 and R32 at different outdoor temperatures are as follows:

- In terms of cooling capacity, the refrigerant R32 is 1.2 times higher than R410A, 1.5 times higher than R22, and 1.98 times higher than R290;
- In terms of power consumption, refrigerants R22 and R290 showed positive results compared to R410A and R32. Although R32 has high cooling efficiency, it also consumes a lot of electricity;
- In terms of cooling coefficient, the cooling agent R22 averaged 1.3 times higher than R32, 1.38 times higher than R290, and 1.51 times higher than R410A.

### **REFERENCES**

1. Azizov, D.H., Norkhujayev, A.S. Research of split air conditioner in environmentally friendly cooling agent // Scientific and technical journal of Chemistry and Chemical Technology. – 2017. – №2. – P. 75–78.
2. Nurmatov, T. B., Norkhujayev, A.S., Khasanov, B.B. Testing of split-conditioners with low pressure with the use of refrigerants R22 and R410A // *Texnika i tekhnologii mashinostroeniya*. Materials of the VII International scientific-technical conference. Omsk, May 21–23. – 2018. – P. 178–180
3. Koraboev, A.S., Norkhujayev, A. S., Maxmudov, O.O. Study of compressors with split conditioners with low pressure // *Texnika i tekhnologii mashinostroeniya*. Materials of the VIII International scientific-technical conference. Omsk, May 21-23, 2018. – P. 174–177
4. Azizov, D.H., Norkhujayev, A. S. Research of a split air conditioner on environmentally friendly refrigerants // Collection of scientific papers international scientific and technical on-line conference. – Tashkent: TashSTU, 2020. – P. 285–288
5. Azizov, D.H., Norkhujayev A.S. Perspektivy perevoda split-konditsionerov na GFU - 410A // *Molodoy uchënyy*. International scientific journal. – 2017. – № 1 (135). – P. 20–24
6. Coulomb, D. The refrigerant's future: The phase down of HFCs and its consequences // *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii xoloda*. – № 1. – 2014. – P. 3–6.
7. Bolaji, B.O., Experimental Analysis of Reciprocating Compressor Performance with Eco-Friendly Refrigerants // *Journal of Power and Energy*. – 2012. – №224. – P. 781–786
8. Tsvetkov, O.B., Laptev, Yu. A. On the thermal conductivity of diformethane (HFC – 32) in the composition of rarefied gas // *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii xoloda*. – 2014. – № 3. – P. 22–26.

УДК 544.352.2:637.133

### **STUDYING THE FREEZING OF COW'S MILK**

*Ovsyannikov V.Yu.<sup>a</sup>, Doct. Tech. Sc., professor, Klyuchnikov A.I.<sup>b</sup>, Doct. Tech. Sc., professor  
Klyuchnikova D.V.<sup>c</sup>, Cand. Tech. Sc., associate professor*

*Voronezh State University of Engineering Technologies, Russia, 394036, Voronezh, Revolution Av., 19  
E-mail: a – ows2003@mail.ru; b – kaivanov@mail.ru; c – dina.key@mail.ru*

### **Abstract**

The problem of the production of frozen cow's milk in the dairy industry is relevant. The influence of the rate of temperature decrease on the quality indicators of defrosted milk was assessed. The value of frozen moisture from milk samples with a fat content of 2.5 and 3.2% was determined. Studied the stability of the fat dispersion of whole milk with a fat mass fraction of 3.2% in terms of damage when exposed to negative temperatures. The main ways of protecting frozen milk from casein destabilization are analyzed and rational ways to increase the shelf life of frozen milk are indicated.

## ИЗУЧЕНИЕ ЗАМОРАЖИВАНИЯ МОЛОКА КОРОВЬЕГО

*Овсянников В.Ю.<sup>а</sup>, докт. тех. наук, профессор, Ключников А.И.<sup>б</sup>, докт. тех. наук, профессор  
Ключникова Д.В.<sup>с</sup>, канд. тех. наук, доцент  
Воронежский государственный университет инженерных технологий, Россия, 394036,  
Воронеж, пр-т Революции, 19  
E-mail: a – ows2003@mail.ru; b – kaivanov@mail.ru; c – dina.key@mail.ru*

### **Аннотация**

Проблема производства замороженного коровьего молока на предприятиях молочной промышленности актуальна. Оценено влияние темпа снижения температуры на качественные показатели размороженного молока. Определена величина вымороженной влаги из образцов молока жирностью 2,5 и 3,2%. Изучена стабильность жировой дисперсии цельного молока с массовой долей жира 3,2% с точки зрения повреждаемости при воздействии отрицательных температур. Проанализированы основные способы защиты замороженного молока от дестабилизации казеина и указаны рациональные способы повышения срока хранения замороженного молока.

### **Введение**

При изучении процесса хранения молока коровьего в замороженном состоянии существует ряд проблем. Одна из них – ограниченность срока хранения, который определяется дестабилизацией белков и дисперсией жира.

При медленном замораживании сырого молока смесь, как правило, расслаивается, белки склонны к денатурации, а жировые шарики к возможному их слиянию. В итоге размороженное молоко может иметь органолептические дефекты из-за появления жировых агломератов и хлопьев казеина, кроме того наблюдается предрасположенность к липолизу.

На стабильность компонентов замороженного молока влияет целый ряд факторов, учитывая которые, можно существенно уменьшить отрицательное воздействие холода.

Целью настоящей работы явилось исследование влияния условий снижения температуры на стабильность белков молока, стабильность жировой фазы при размораживании и анализ условий повышения продолжительности хранения замороженного молока.

#### **Объекты и методы исследования**

Исследовали образцы коровьего молока, с целью изучения количества вымороженной влаги и влияния условий отвода теплоты на физико-химические характеристики.

О влиянии скорости замораживания на стабильность белков замороженного молока сегодня по-прежнему нет единого мнения. Считается, что для получения качественного продукта скорость замораживания должна быть высокой. Известно, что чем ниже температура замораживания, тем больше образуется центров кристаллизации, кристаллы льда меньше и равномернее распределены в объеме продукта.

При медленном замораживании цельного молока, сливок или сгущенного молока и хранении при температуре выше минус 25°C происходит дестабилизация казеинат – кальций - фосфатного комплекса. Повреждается и липопротеиновая оболочка жировых шариков, что ведет к разрушению дисперсии жира. Вымораживание части влаги приводит к увеличению концентрации солей и казеина в незамороженной фазе и выделению свободного жира на поверхности [1, 2].

В случае быстрого замораживания и хранения при минус 25°C и ниже можно избежать выделения жира. Действенной мерой является гомогенизация, которая способствует улучшению стабильности жировой дисперсии замороженного молока. Причем, гомогенизация при получении замороженного сгущенного молока эффективнее, если проводится после сгущения [3, 4].

Установлено, что медленное замораживание приводит к большей стабильности белков, чем быстрое. Объясняется это тем, что одна из причин пагубного влияния быстрого замораживания в том, что кальций сохраняется в растворимой форме, тогда как медленное замораживание дает возможность для перехода фосфатов кальция в нерастворимое состояние, при этом стабильность белков в процессе хранения увеличивается.

#### **Результаты и их обсуждение**

Важнейшей характеристикой состояния молока при различных температурах является так называемая доля вымороженной воды  $\omega$ . Под этим термином подразумевается массовая доля льда при данной температуре, отнесенная к суммарной массовой доле воды и льда, содержащихся в продукте при той же температуре, или к общей массовой доле воды в продукте. Долю вымороженной воды, как правило,

выражают в долях единицы или в процентах от общей массовой доли воды в продукте.

Сведения о долях вымороженной воды нужны для установления распределения влаги в мороженом по различным формам при отрицательных температурах (вода в растворе, вымороженная вода, связанная вода различных по энергии связи групп), а также для определения фактических концентраций растворенных веществ.

Результаты расчетов приведены на рис. 1, а. На рис. 1, б показана зависимость  $\omega$  от обратной величины температуры.

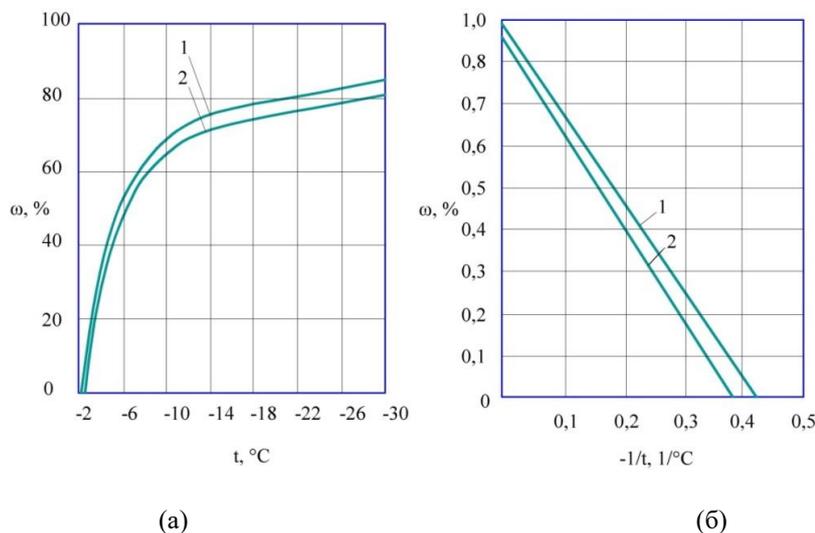


Рисунок 1 – Массовая доля вымороженной воды  $\omega$  в молоке жирностью 1 – 2,5%; 2 – 3,2 % в зоне замораживания (а) и ее зависимость от обратной величины температуры (б)

Эти зависимости выражаются прямыми, пересекающими ось абсцисс в точках, соответствующих криоскопическим температурам. Определенные таким путем криоскопические температуры были близки к значениям, полученным нами экспериментальным путем (разница в среднем составила 0,08°C).

Изучая стабильность жировой дисперсии цельного молока с массовой долей жира 3,2% по показателю массовая доля свободного жира, мы пришли к выводу, что повреждающее действие низких температур проявляется в большей степени при хранении, чем при самом замораживании. В случае, если массовая доля свободного жира в коровьем молоке до замораживания была 0,83 %, то после проведения замораживания с различной средней линейной скоростью  $7,2 \cdot 10^{-6}$  и  $9,9 \cdot 10^{-6}$  м/с она увеличилась соответственно до 0,89 и 0,88%. Различия находились в пределах погрешности опыта. Дальнейшее хранение молока при минус 10°C существенно повлияло на изменение массовой доли свободного жира. После 20-ти дневного хранения она составила 3,49 и 1,62% при скорости замораживания соответственно  $7,2 \cdot 10^{-6}$  и  $9,9 \cdot 10^{-6}$  м/с. При понижении температуры хранения до минус 20°C наблюдаемые изменения были менее выражены.

Таким образом, следует заключить, что степень дестабилизации составных частей молока зависит как от скорости замораживания, так и от температуры, при которой в дальнейшем хранится замороженный продукт.

Наиболее предпочтительны при хранении замороженного молока температуры минус 20°C и ниже, так как они обеспечивают хорошую сохранность продукта. Однако температуры выше, чем минус 20 °C не в равной степени действуют на составные компоненты молока, в частности на белки, которые при замораживании претерпевают наибольшие изменения. Установлено, что при температурах от минус 4 до минус 12 °C белок в замороженном молоке проявляет меньшую стабильность, чем при более высоких или более низких температурах.

Считается, что скорость оттаивания не влияет на качество размороженного коровьего молока. Но для предотвращения развития микроорганизмов процесс размораживания, тем не менее, должен быть непродолжительным.

Известно, что продолжительная пастеризация при высоких температурах (82°C в течение 15 минут) ухудшает качество замороженного молока по сравнению с пастеризованным при более низких температурах (61°C в течение 35 минут). Дестабилизирующее действие высоких температур – следствие денатурации сывороточных белков [5-7].

На наш взгляд дестабилизация белков в замороженном молоке объясняется повышением концентрации солей, главным образом кальция, в оставшейся незамерзшей жидкой фазе в процессе

льдообразования, так как при замораживании из растворов выпадают прежде всего чистые кристаллы льда, и продолжающейся кристаллизацией лактозы в процессе хранения в замороженном состоянии. Известно, что при кристаллизации лактоза переходит в моногидрат. Это, в свою очередь, приводит к еще большему возрастанию концентрации солей в незамороженной части продукта и снижению заряда казеиновых мицелл, который выступает одним из факторов их устойчивости. Кроме того, при переходе свободной влаги в процессе замораживания в твердое состояние лактоза при кристаллизации начинает присоединять воду, связанную с белками, нарушая устойчивость коллоидной системы, способствуя обезвоживанию и денатурации белка.

С увеличением степени сгущения возрастает концентрация составных частей молока, что отрицательно сказывается на их устойчивости. Там, где можно провести прямое сравнение, выяснено, что срок хранения замороженного молока находится в обратной зависимости со степенью сгущения [8]. Наши исследования показывают, что большую стабильность в процессе хранения в замороженном состоянии при любых температурах проявляют образцы молока с массовой долей сухого обезжиренного молочного остатка СОМО 25...26%, чем молоко, сгущенное в большей или меньшей степени. Высокая концентрация белка, солей и лактозы в молоке с массовой долей СОМО 34% приводит к тому, что при хранении в замороженном состоянии эта система наименее устойчива. При сгущении молока массовая доля лактозы возрастает согласно кратности концентрирования, тогда как накопление растворимого кальция не соответствует изменению массовой доли сухих веществ. С увеличением продолжительности сгущения при 50...55°C возрастает переход растворимых форм кальция в нерастворимое состояние, что и приводит белки с массовой долей СОМО 25...26% к большей стабильности по сравнению с молоком, сгущенным в меньшей степени.

Все предложенные способы защиты замороженного молока от дестабилизации казеина основываются либо на изменении солевого состава замораживаемого молока, либо на уменьшении влияния кристаллизации лактозы, либо на использовании совместного решения. При этом особое внимание отводится химическим и физическим методам воздействия.

Положительные результаты по удлинению срока хранения замороженного молока изменением солевого состава получают при добавлении различных цитратов и фосфатов, приводящем к сдвигу солевого равновесия с образованием кальциевых и магниевых солей меньшей растворимости, снижением кальция на 10...15 % в результате ионного обмена, электродиализной обработкой с целью удаления растворимых солей молока [9].

Уменьшить влияние кристаллизации лактозы удастся, применяя ферментативный гидролиз лактозы, а также тепловую обработку молока перед замораживанием, способствующую растворению кристаллической лактозы, образующейся при охлаждении сгущенного молока.

Увеличить стойкость замороженного молока можно применением ультразвука, механизм ограждающего действия которого еще не вполне ясен, добавлением некоторых углеводов, способных снижать криоскопическую температуру и образовывать связи с молекулами воды в материале, препятствуя формированию правильной кристаллической решетки льда, использованием ультра- и диафильтрации, в процессе которых частично удаляются соли и лактоза.

Изучение влияния ультрафильтрации на стабильность белков в замороженных УФ-концентратах из обезжиренного молока показало, что предельная массовая доля сухих веществ, при которой наблюдается положительный эффект ультрафильтрации при замораживании, к сожалению, не превышает 13...15%, а кратность концентрирования по белку составляет 2,5...3. К тому же срок хранения таких концентратов при минус 10°C по сравнению с обезжиренным молоком увеличивается лишь в 2 раза и не превышает 1 месяца. Тем не менее, для полугодового холодильного хранения при минус 8°C могут быть пригодны и УФ-концентраты, сгущенные ультрафильтрацией в 4...5 раз, при замене частично удаленной лактозы глюкозой, сахарозой, или кукурузной патокой [10].

Анализ литературных данных по допустимым срокам хранения замороженного молока не позволяет делать четких заключений на этот счет, так как такие исследования из-за их длительности во времени немногочисленны. Для сокращения продолжительности экспериментов при сравнительных исследованиях ученые, как правило, работают в интервале отрицательных температур, наименее благоприятных для стабильности компонентов молока. Однако имеются сведения, что замороженное цельное молоко при минус 25°C сохраняет свои исходные качества более года, а обрабатывая молоко названными способами, срок хранения можно увеличить до двух и более лет.

Поскольку в молочной промышленности происходит активное внедрение мембранных методов разделения, определенный интерес представляет изучение возможности получения замороженных молочных концентратов на совместном применении ультрафильтрации и электродиализа, так как

предварительно установлено, ультрафильтрация сама по себе не обеспечивает белки достаточной стабильностью при холодильном хранении.

Однако усилия исследователей должны быть направлены прежде всего на выбор оптимальных режимов холодильной обработки сгущенного молока. Необходимы также исследования по влиянию замораживания на витамины и другие компоненты молока.

#### **Заключение**

Замораживание сгущенного молока без сахара и последующее хранение при низких температурах может служить эффективным способом его длительного консервирования.

При разработке технологии замороженного сгущенного молока необходимо учитывать влияние не только скорости замораживания и температуры холодильного хранения, но и пастеризации, гомогенизации и ряда других факторов, оказывающих влияние на качество как проведения процесса замораживания коровьего молока, так и характеристики размороженного продукта.

Решение этих и других задач будет способствовать практической реализации способа консервирования молока замораживанием в молочной промышленности.

#### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Кручинин, А.Г. К вопросу влияния замораживания на технологические свойства молока / А.Г. Кручинин, С. Н. Туровская, Е.Е. Илларионова, А.В. Бигаева // Вестн. Международной академии холода. – 2020. – №3. – С. 58–63.
2. Овсянников, В.Ю. Холодильное концентрирование творожной сыворотки / В.Ю. Овсянников, Ю.С. Краминова, С.Л. Панченко // Молочная промышленность. – 2016. – №12. – С. 55–57.
3. Брусенцев, А.А. Основы переработки молока на предприятиях молочной промышленности: Учеб.-метод. Пособие / А. А. Брусенцев. – СПб.: Университет ИТМО, 2017. – 77 с.
4. Донская, Г.А. Влияние термомеханических воздействий на состав и антиоксидантную активность молока / Г.А. Донская, В.М. Дрожжин // Вестн. КрасГАУ. – 2021. – № 5. – С. 226–231.
5. Бузоверов, С.Ю. Инновационные подходы в модернизации технологии и оборудования для производства питьевого молока / С. Ю. Бузоверов // Вестн. Алтайского гос. аграрного ун-та. – 2015. – № 4 (126). – С. 129–132.
6. Смирнова, Е.А. Сравнительная характеристика изменения сроков хранения молока при различных способах пастеризации / Е. А. Смирнова // Вест. науки. – 2021. – Т. 1. № 6–1(39). – С. 241–245.
7. Кулас, А. Комплексный подход к пастеризации молока / А. Кулас // Переработка молока. – 2018. – № 12 (230). – С. 36–37.
8. Уханова, В. Ю. Российская система автоматизации процесса охлаждения и хранения молока в фермерских хозяйствах / В. Ю. Уханова // Вестн. ВИЭСХ. – 2017. – №3 (28). – С. 145–147.
9. Мамаев, А. В. Использование ионов серебра для хранения сырого молока. / А. В. Мамаев, Н. Д. Родина, Е. Ю. Сергеева., О. А. Мамаева // Всероссийская научно-практическая конференция «Химическая кинетика и цепные реакции: теория и практика», к 125-летию со дня рождения академика Н.Н. Семёнова. – Орел, 2020. – С. 75–81.
10. Водяков, В.Н. Исследование процесса концентрирования молока ультрафильтрацией / В.Н. Водяков, О.А. Кувшинова, А.Д. Репин // Техника и оборудование для села. – 2020. – №5 (275). – С. 27–31.

УДК 664.647.3

### **ВОЗМОЖНОСТЬ ПРОИЗВОДСТВА ХЛЕБОБУЛОЧНЫХ ИЗДЕЛИЙ ИЗ ОХЛАЖДЁННОГО ИЛИ ЗАМОРОЖЕННОГО ТЕСТА С ПРИМЕНЕНИЕМ ПЛОДОВООВОЩНЫХ ПОЛУФАБРИКАТОВ АСЕПТИЧЕСКОГО ПРОИЗВОДСТВА**

*Петькова О.А., аспирантка, Верховкер Я.Г., докт. тех. наук, профессор*

*Альтман Э.И., канд. тех. наук, доцент*

*Одесская Национальная Академия Пищевых Технологий Украина, 65039,*

*г. Одесса, ул. Канатная, 112*

*E-mail: a – petkovaolha@gmail.com; b – yaverkhivker@gmail.com; c – ellaa@ukr.net*

#### **Аннотация**

В настоящее время технология быстрой заморозки и охлаждения полуфабрикатов приобретает все большее распространение и используется при производстве различных видов теста. Быстрая заморозка полуфабрикатов относится к технологии, отложенной во времени выпечки. Суть технологии состоит в том,

чтобы значительно замедлить или полностью прекратить брожение теста, сохранить охлаждённые или замороженные изделия длительное время, предусмотреть возможность дальнейшей выпечки в пунктах продаж. Технология приготовления хлебобулочных изделий по технологиям охлаждения получает широкое распространение и в настоящее время реализуется в хлебопекарной промышленности и на предприятиях питания. В качестве начинки хлебобулочных изделий могут применяться плодоовощные полуфабрикаты асептического производства. Внедрение технологии направлено на улучшение показателей качества готовой хлебобулочной продукции, реализацию безотходной технологии производства, удовлетворение потребностей населения в любое время суток, получение свежеспеченной хлебной продукции путем внедрения инновационных технологий и использования современного оборудования. В данной работе представлены теоретические результаты проведенных исследований в добавлении начинок в хлебобулочные изделия.

## **POSSIBILITY OF PRODUCING BAKERY PRODUCTS FROM REFRIGERATED OR FROZEN DOUGH WITH USING FRUIT AND VEGETABLE SEMI-FINISHED PRODUCTS OF ASEPTIC PRODUCTION**

*Petkova O., Ph.D. student, Verkhivker Y., Dr. Sci., Professor, Altman E, Ph.Dr., Assistant Professor  
Odessa National Academy of Food Technologies Ukraine, 65039, Odessa, Kanatnaya Street, 112  
E - mail: a – petkovaolha@gmail.com; b – yaverkhivker@gmail.com; c – ellaa@ukr.net*

### **Abstract**

The technology of preparing bakery products using cooling technologies is becoming widespread and is currently being implemented in the baking industry and catering establishments. Fruit and vegetable semi-finished products can be used as a filling for bakery products. The introduction of technology is aimed at improving the quality indicators of finished bakery products, the implementation of waste-free production technology, meeting the needs of the population at any time of the day allows obtaining freshly baked bread products through the introduction of innovative technologies and the use of modern equipment. This paper presents the theoretical results of the conducted research in adding fillings to bakery products.

### **Введение**

В данной работе рассматриваются различные способы замораживания продуктов. Замораживание является одним из широко распространенных способов хранения продуктов. Существуют следующие способы замораживания: замораживание воздушным методом, в плиточном морозильном аппарате и замораживание погружением в жидкость.

Для того чтобы обеспечить стойкость продуктов при хранении, их замораживают или охлаждают. Замораживание – процесс понижения температуры продукта, который сопровождается переходом в лед почти всего количества содержащейся в нем воды. Соответственно изменения, происходящие в продукте при замораживании, значительно отличаются от изменений при охлаждении. Большинство скоропортящихся продуктов в замороженном состоянии могут успешно храниться в течение года и более. При замораживании вода превращается в лед, что препятствует питанию микроорганизмов, резко сокращается скорость биохимических реакций в продукте. Превращение воды в лед родственно эффекту обезвоживания. В обоих случаях уменьшается количество воды. Различие состоит в том, что при замораживании влага не удаляется, а превращается в лед, в то время как при обезвоживании она удаляется. Подвергая продукт охлаждению и замораживанию, хранят его в этом состоянии, стремясь сохранить его питательные и вкусовые свойства.

Внесение плодоовощных полуфабрикатов асептического консервирования обеспечивает тестовым заготовкам лучшую пластичность, газодерживающую способность, улучшает органолептические и физико-химические показатели качества хлебобулочных изделий и продлевает их срок хранения. Это цвет, структура пористости мякиша хлеба, а также его вкус и аромат. Также плодоовощные полуфабрикаты снижают скорость изменения крахмала и белковой части мякиша при хранении, что обуславливает более длительный срок хранения.

В последнее десятилетие быстрое замораживание утвердилось как промышленный метод, обеспечивающий длительное хранение замороженных полуфабрикатов с сохранением пищевой ценности. Технологии замороженных творожных полуфабрикатов реализуются как в отраслях пищевой промышленности, так и в системе общественного питания. Коррекция качественной неполноценности

жирового компонента продуктов питания является одной из основных задач специалистов пищевой отрасли. Решение данной проблемы возможно на основе использования в пищевых технологиях побочных продуктов переработки – асептического пюре из плодов и ягод. Учитывая актуальность обогащения продуктов, рассмотрим возможности в производстве такой продукции. Кроме значительных остаточных количеств ценных масел в плодах и овощах, богатых ненасыщенными кислотами, содержат белки и широкий спектр макро- и микронутриентов, что делает перспективным разработку на их основе новых технологических решений в производстве функциональных и специальных продуктов. Применение плодоовощного полуфабриката асептического консервирования в хлебобулочных изделиях, сбалансированных по соотношению ненасыщенных жирных кислот, в технологии замороженных хлебобулочных и охлажденных полуфабрикатов позволит производить обогащенный продукт богатый также макро- и микроэлементами, витаминами [1,2].

С целью предотвращения порчи пищевых продуктов и создания условий для длительного хранения существуют различные способы консервирования: путем тепловой обработки, добавления консервирующих химических веществ и другие. Наиболее широко применяемая тепловая обработка – это стерилизация и пастеризация, горячий разлив и асептическое консервирование.

Способ консервирования пищевых продуктов методом тепловой стерилизации остается одним из самых распространенных в мире. За это время разработаны микробиологические и теплофизические основы процесса тепловой стерилизации и создана современная техника для стерилизации продукции. Данный принцип консервирования практически не претерпел никаких изменений. У такого способа консервирования основной недостаток – значительная продолжительность тепловой обработки, что негативно влияет на сохранение целого ряда полезных составляющих продукта, а также на его органолептические свойства.

Поэтому для того, чтобы сельскохозяйственное сырье было доступно в любой сезон года – предложена идея асептического консервирования полуфабрикатов из плодово-ягодного сырья в таре разной емкости. Суть идеи асептического консервирования полуфабрикатов из плодов и ягод состоит в том, что в сезон сбора урожая осуществляется частично, но наиболее важная часть технологической обработки сырья – его подготовка к длительному, на период к следующему урожаю, хранению и фасовке приготовленных полуфабрикатов в специально подготовленные емкости и тару. При этом перед фасовкой полуфабриката в асептических условиях проводят краткосрочную высокотемпературную обработку в потоке с последующим охлаждением.

В настоящее время технология быстрой заморозки и охлаждения тестовых полуфабрикатов приобретает все большее распространение и используется при производстве различных видов теста. Быстрая заморозка полуфабрикатов относится к технологии, отложенной во времени выпечки и суть которой состоит в том, чтобы значительно замедлить или полностью прекратить брожение, сохранить замороженный полуфабрикаты длительное время, предусмотреть возможность дальнейшей выпечки в пунктах продаж.

Улучшение структуры питания населения Украины предполагает увеличение производства хлебобулочных изделий благодаря усовершенствованию существующих и созданию новейших технологий пищевых продуктов. Поэтому предложена возможность производства хлебобулочных изделий, отложенной выпечки с применением асептических плодоовощных консервированных полуфабрикатов. Такие хлебобулочные изделия должны иметь сбалансированный химический состав, невысокую энергетическую ценность, сниженное содержание сахара и насыщенных жирных кислот и повышенное – полезные для здоровья ингредиенты и быть абсолютно безопасными для человека. С целью расширения ассортимента хлебобулочных изделий в производстве наряду с традиционным сырьем актуальным становится использование добавок растительного происхождения: полуфабрикат из плодов и овощей.

Внесение плодоовощных полуфабрикатов обеспечивает тестовым заготовкам лучшую пластичность, газодерживающую способность, улучшаются органолептические и физико-химические показатели качества хлебобулочных изделий и продлевает их срок хранения. Это цвет и структура пористости мякиша хлеба, а также его вкус и аромат. Также плодоовощные полуфабрикаты снижают скорость изменения крахмала и белковой части мякиша при хранении, что обуславливает более длительный срок хранения.

Асептическое консервирование существенно уменьшает продолжительность процесса стерилизации готового продукта перед фасовкой в асептическую тару, что позволяет сохранить качество готовой продукции вместе со значительной экономией энергоресурсов. В Украине внедрение асептического способа консервирования до сих пор сдерживается отсутствием научно обоснованных решений. Именно поэтому возможность разработки технологии использования асептических полуфабрикатов из плодов и овощей при производстве хлебобулочных изделий «отложенного»

выпечки актуальна, а их производство перспективно. Таким образом, предлагаемый способ хранения позволяет увеличить ассортимент продукции, продлить сроки хранения сырья и получить новый оригинальный продукт.

В технологии отложенной выпечки используются низкие температуры, чтобы замедлить процесс брожения или полностью его остановить. Технология «шоковой» быстрой заморозки теста перед окончательной выпечкой в течение ограниченного периода времени позволяет не только отложить выпечку, но и позволяет вывести выпечку за пределы предприятия. Основным принципом технологии отложенного выпекания является очень быстрое охлаждение продукта до температуры ниже минус 3°C с последующим снижением температуры, при котором вода, содержащаяся в хлебе, замерзает, а также для ограничения и исчезновения ферментативных, окислительных, микробиологических превращений [3, 4].

Во время обычной заморозки все молекулы воды превращаются в кристаллы. Чем быстрее процесс замораживания, тем меньшего размера эти кристаллы. Только при микрокристаллизации воды молекулы продукта не разрушаются.

Шоковые морозильные камеры, благодаря системе заморозки с воздухом при температуре минус 40°C, позволяют достигнуть температуры минус 18°C в середине продуктов менее чем за 240 минут: максимальное время, в течение которого необходимо осуществить процесс шоковой заморозки для получения микро-кристаллизации воды, сохранив, таким образом, неизменные органолептические свойства продукта. За счет большой скорости замораживания и превращения воды из жидкого состояния в твердое сокращается период активности бактерий, так как бактерии ведут свою жизнедеятельность только в присутствии воды в жидком виде. Бактерии разных типов имеют неодинаковые температурные пределы жизнедеятельности. При медленной заморозке в продуктах появляются следы жизнедеятельности каждого из типов бактерий, в то время как при шоковой заморозке многие из них просто не успевают развиваться. Тем самым сроки хранения быстрозамороженных продуктов выше, чем продуктов, замороженных в обычных камерах. После размораживания не произойдет потери жидкости, не изменятся консистенция и вкус продукта. Шоковая заморозка дает ряд преимуществ по сравнению с обычным, традиционным способом замораживания продуктов, а именно: уменьшение потерь массы продукта; увеличение сроков хранения; значительная экономия времени.

Учитывая важную технологическую роль влажности полуфабрикатов, воду включают в комплекс контролируемых показателей их качества, потому что влажность теста фактически предопределяет влажность мякиша хлеба, регламентируемую стандартом. Выпечка – это постепенный прогрев расстоявшихся тестовых заготовок при радиационно-конвективном подводе теплоты. В печи их объем увеличивается до постоянного и на поверхности образуется прочная корочка. Ее окраска и толщина во время выпечки постоянно меняются. Происходит упрочнение мякиша и образование структуры, характерной для готового хлебобулочного изделия. Распространение теплоты идет от корки к внутренним слоям теста. Процесс выпечки может быть разбит на три этапа: I – увлажнение, II – основная выпечка, III – допекание. Они характеризуются температурой и относительной влажностью среды пекарной камеры соответственно:  $t = 100\text{--}120\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $w = 60\text{--}70\%$ ,  $t = 200\text{--}260\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $w = 0\%$ ,  $t = 160\text{--}180\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $w = 0\%$ .

Тестовые заготовки, поступая в пекарную камеру, попадают в увлажненную зону, влагообмен в этой зоне происходит в силу того, что температура тестовых заготовок 29–30°C, поэтому влага конденсируется на поверхности и частично поглощается тестовыми заготовками, масса которых при этом увеличивается, примерно, на 1%.

Качество хлеба определяется степенью его свежести или черствости, сжимаемостью мякиша. Черствение хлеба определяют по изменениям структурно-механических свойств мякиша и корки, которая теряет твердость и блеск, принимая влагу из мякиша и окружающего воздуха. Как видим, здесь большую роль тоже играет вода. Клейстеризованный в процессе выпечки крахмал с течением времени выделяет поглощенную им влагу и переходит в прежнее состояние, характерное для крахмала муки. Крахмальные зерна при этом уплотняются и значительно уменьшаются в объеме, между ними образуются воздушные прослойки. Свободная влага, выделенная крахмалом, при черствении изделия впитывается белками и частично испаряется, а также остается в образовавшихся воздушных прослойках. Клейковина в процессе черствения хлеба не является инертной: она прочнее, чем крахмал, связывает влагу, а следовательно, и труднее выделяет ее. Процессу черствения хлеба сопутствуют изменения в белковой части мякиша, приводящие к уплотнению его структуры и снижению гидратационной способности. Однако эти изменения происходят в 4–6 раз медленнее по сравнению со скоростью старения крахмала, которого в 5–7 раз больше, чем белка. Поэтому можно считать, что в процессе черствения хлеба основную роль играют изменения крахмала мякиша.

Хлебобулочные изделия относятся к традиционным и важнейшим продуктам питания человека. Современное общество предъявляет определенные требования к ассортименту и качеству хлебобулочных изделий. Особым спросом пользуются продукты питания, имеющие профилактическую направленность. К ним можно отнести хлебобулочные изделия с использованием различных растительных добавок, плодоовощных начинок, содержащих широкий спектр углеводов, азотистых веществ, глюкозидов, витаминов, минеральных солей, органических кислот, дубильных и ароматических веществ. Важен также способ переработки и хранения полученных полуфабрикатов. Одной из перспективных технологий в хлебопекарной промышленности является технология приготовления хлебобулочных изделий из замороженных полуфабрикатов. Замороженные хлебобулочные изделия представляют собой продукты, предварительно замороженные до температуры, составляющей минус 18°C. Они могут быть в сыром виде, а могут быть частично приготовленными. Важен интенсивный замес теста, температура которого должна быть 16–20 °С. Для этого используют ледяную воду и сухой лед. Брожение теста после замеса должно быть сведено к минимуму. Дрожжи используются свежие. Вносятся они за 3–5 минут до окончания замеса и очень активно перемешивают для равномерного распределения. Количество дрожжей увеличено, по сравнению с традиционным замесом. Для хлебобулочных это 5–7%, для сдобных 7–10%. Норма закладки дрожжей зависит от продолжительности хранения замороженных тестовых полуфабрикатов. Количество соли также увеличивается до 2% к массе муки. Соль замедляет окисление в начале замеса, замедляет брожение, удерживает воду и способствует получению тонкой корочки [5].

При использовании плодоовощных полуфабрикатов в свежем состоянии без тепловой обработки, как в случае с применением асептического консервирования, появляется возможность заполнять начинкой подготовленные для выпечки изделия и замораживать тестовые полуфабрикаты уже в готовом для выпекания виде. Такой способ производства, позволяет с одной стороны, значительно экономить энергетические затраты, так как не требует тепловой обработки начинки как в случае использования асептического метода, а с другой стороны требует дополнительного расхода энергии на охлаждение возросшего, за счет начинки, количества продукции, подготовленной для отложенного выпекания [6].

#### **Заключение**

Технологии заморозки и охлаждения обеспечивает сохранность качества свежего продукта и делает это лучше других способов заготовки и хранения. Благодаря большому сроку хранения продуктов становится возможным лучше планировать производство и готовить заранее большое количество готовых продуктов и полуфабрикатов, избегая необходимости повторять приготовление каждый день. В зависимости от вида хлебобулочных изделий и особенностей производства готовой продукции отложенного выпекания, может использоваться плодоовощная начинка асептического хранения либо свежая, подвергнутая процессу глубокой заморозки.

В случае отдельного хранения начинки – полуфабрикаты консервируют асептическим способом. При асептическом консервировании продукт кратковременно стерилизуют в тонком слое «в потоке» при повышенной температуре, быстро охлаждают и фасуют в стерильных условиях в предварительно стерилизованную тару с укупоркой в асептических условиях.

Стерилизация «в потоке» при асептической фасовке позволяет значительно упростить процесс нагревания и быстро охладить продукт, что особенно важно для пюре, имеющего высокую вязкость и густую консистенцию. Основными параметрами, характеризующими процесс стерилизации, являются температура, до которой нужно нагреть стерилизуемый продукт, и время выдержки, в течение которого продукт подвергается нагреву. Температура стерилизации зависит от величины рН и от кислотности стерилизуемого продукта. Чем выше кислотность продукта, тем меньше значение активной кислотности (рН) и тем ниже может быть температура стерилизации, так как микроорганизмы очень чувствительны к величине активной кислотности среды.

#### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Росляков, Ю.Ф., Вершинина, О.Л., Гончар, В.В. Перспективные исследования технологий хлебобулочных изделий функционального назначения // Изв. Вузов. Пищевая технология. – 2010. – № 1. – С. 120–124.
2. Kenijz, N. V. Pectic substances and their functional role in bread-making from frozen semi-finished products / N. V. Kenijz, N. V. Sokol // European Online Journal of Natural and Social Sciences. – 2013. – Т. 2. № 2. – С. 253–261.
3. Thania, N. M. Consumers' delayed consumption of bakery products: Effect on physical and chemical properties / N. M. Thania, M.M. Kamala, A. Sulaimana, F.S. Taipa, R. Omarb // Journal of Agricultural and Food Engineering. – 2020.
4. Гореньков, З.С., Бибергал, В.Л. Оборудование консервного производства: переработка плодов и овощей. Справочник. – М.: Агропромиздат, 1989. – 256 с.

5. Асептическое консервирование пищевых продуктов / Я. Г. Верхивкер, Е. М. Мирошниченко // Харцова наука і технологія. – О.: ОНАХТ, 2010. – № 4. – С. 25–26.

6. Химический состав пищевых продуктов. Справочные таблицы / под ред. А. А. Покровского. – М. Пищ. пром-ть, 1976. – 226 с.

УДК 665.33.1

## **ВИНТЕРИЗАЦИЯ САФЛОРОВОГО МАСЛА С ПРИМЕНЕНИЕМ В КАЧЕСТВЕ ПАРОВ КРИОАГЕНТА ЖИДКОГО АЗОТА**

*Алтайұлы С.<sup>1а</sup>, докт. тех. наук, профессор, Шахов С.В.<sup>2б</sup>, докт. тех. наук, профессор  
Глотова И.А.<sup>3с</sup>, докт. тех. наук, профессор*

*1 – АО «Казахский агротехнический университет имени С. Сейфуллина»,  
Республика Казахстан, 010011, г. Нур-Султан, просп. Победы, 62*

*2 – ФГБОУ ВО «Воронежский государственный университет инженерных технологий»,  
Россия, 394036, Воронеж, просп. революции, 19*

*3 – ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I»,  
Россия, 394087, Воронеж, ул. Мичурина, 1*

*E-mail: a – sagimbek@mail.ru; b – s\_shahov@mail.ru; c – glotova-irina@yandex.ru*

### **Аннотация**

При получении сафлорового масла важным этапом является его очистка от восковых веществ. В качестве объектов исследования были использованы образцы сафлорового прессованного и дезодорированного масел. Цель работы – исследовать свойства системы “сафлоровое масло - восковые вещества” и определить рациональные параметры вентеризации сафлорового масла. Установлено, что рациональный режим вымораживания сафлорового масла реализуется с использованием в качестве паров криоагента жидкого азота при скорости 2,2 м/с, так как в течение 12 мин масло проходит все стадии вымораживания без перескакивания фазовых переходов. Способ вентеризации сафлорового масла с использованием в качестве паров криоагента жидкого азота имеет следующие преимущества: интенсификация процесса вымораживания; сокращение времени на кристаллизацию и экспозицию восковых веществ в масле; а также обеспечивается получение сафлорового масла с высокой степенью очистки типа салатного при одновременном сокращении энергозатрат на вымораживание.

## **WINTERIZATION OF SAFLOROUS OIL USING LIQUID NITROGEN AS A CRYOAGENT VAPOR**

*Altayuly S.<sup>1a</sup>, Doct. Tech. Sc., professor, Shakhov S.V.<sup>2b</sup>, Doct. Tech. Sc., professor  
Glotova I.A.<sup>3c</sup>, Doct. Tech. Sc., professor*

*1 – S. Seifullin Kazakh AgroTechnical university», Republic of Kazakhstan, 010011,  
Nur-Sultan, Zhenis avenue, 62*

*2 – FSBEI HE «Voronezh State University of Engineering Technologies»,  
Russia, 394036, Voronezh, Revolution Avenue, 19*

*3 – FSBEI HE «Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Grate»,  
Russia, 394087, Voronezh, Michurina str. 1*

*E-mail: a – sagimbek@mail.ru; b – s\_shahov@mail.ru; c – glotova-irina@yandex.ru*

### **Abstract**

When obtaining safflower oil, an important step is its purification from wax substances. Samples of pressed and deodorized safflower oils were used as objects of study. The purpose of the work is to investigate the properties of the system “safflower oil - wax substances” and determine the rational parameters of winterization of safflower oil. It has been established that a rational mode of freezing safflower oil is implemented using liquid nitrogen as a cryoagent vapor at a speed of 2.2 m/s, since within 12 minutes the oil goes through all stages of freezing without skipping phase transitions. The method of winterization of safflower oil using liquid nitrogen cryoagent vapor has the following advantages: intensification of the freezing process;

reduction of crystallization time and exposure of wax substances in oil; and also provides obtaining safflower oil with a high degree of purification of the salad type while reducing energy consumption for freezing.

### **Введение**

Производство растительных масел имеет устойчивую тенденцию к росту. За последние 10 лет ежегодный прирост производства растительных масел составляет около 5 %. [1]. Для Республики Казахстан перспективным видом растительного масла для употребления непосредственно в пищу, а также для производства маслянистой продукции, такой как майонезы, соусы, спреды является сафлоровое масло [2]. В технологии производства сафлорового масла важной задачей является разработка технологического и технического обеспечения процесса очистки сафлорового масла от восковых веществ [3]. Цель работы – исследовать свойства системы “сафлоровое масло - восковые вещества” и определить рациональные параметры винтеризации сафлорового масла.

### **Объекты и методы исследования**

В качестве объектов исследования были использованы образцы сафлорового прессованного, и дезодорированного масел. Снижение температуры продуктов осуществляли с помощью паров жидкого азота в криогенном аппарате (рисунок 1).

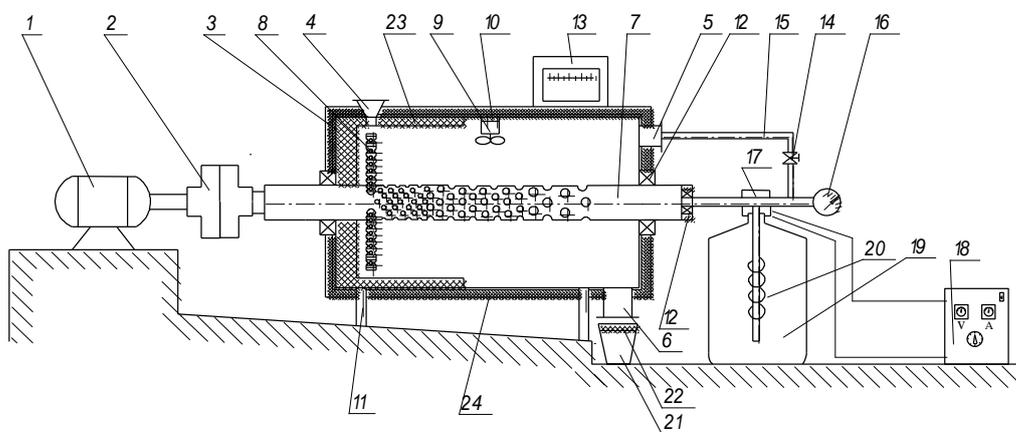


Рисунок 1 – Схема экспериментальной установки [4]:

1 – электродвигатель; 2 – муфта сцепления; 3 – корпус аппарата; 4 – патрубок загрузки продукта; 5 – патрубок отвода паров хладагента; 6 – патрубок отвода продукта; 7 – перфорированный полый вал для подачи паров азота; 8 – трубчатая мешалка; 9 – осевой вентилятор; 10 – рама вентилятора; 11 – стойки; 12 – подшипниковый узел; 13 – самопишущий потенциометр; 14 – вентиль регулировки подачи паров хладагента; 15 – трубопровод; 16 – манометр; 17 – крышка герметизации; 18 – ЛАТР; 19 – сосуд Дьюара; 20 – нагреватель; 21 – ёмкость для вымороженного масла; 22 – ситчатый фильтр; 23 – фторопластовый стакан; 24 – изоляция

Аппарат криогенного замораживания представляет собой металлический корпус 3 с медленно вращающимся перфорированным полым валом 7 и приваренной к нему трубчатой мешалки 8 с отверстиями для равномерного распределения паров азота по объему аппарата, а также осевого вентилятора 9 установленного для аналогичных целей на раме 10, имеющей возможность установки оси вентилятора перпендикулярно поверхности масла, патрубков для загрузки 4 и выгрузки 6 продукта, патрубка для подсоединения центробежного вентилятора для отвода паров азота 5. В зоне загрузки жидкого продукта установлен стакан 23 из пищевого фторопласта с целью исключения образования наростов загустевшего масла на стенках корпуса и уплотнения подшипника. Вал 7 приводится в движение от электродвигателя 1 через муфту сцепления 2 и вращается в подшипниковых опорах 12 и выполнен с различной степенью перфорации по длине.

С целью исключения теплопритоков из окружающей среды в рабочую зону аппарата и во избежание образования “снеговой шубы” для термостатирования аппарат снабжен теплоизоляцией 24.

Криогенный аппарат работает следующим образом. Масло подаётся непрерывно в верхний патрубок 4, попадает на мешалку 8 из отверстий которой и из перфорированного полого вала поступают пары азота. Азот подаётся в отверстие вала под давлением 0,25 МПа, что препятствует попаданию масла в отверстия. Давление азота в аппарате несколько выше атмосферного, а влажность масла относительно невысока (0,05-0,5 %). Благодаря этому наружный воздух и влага не попадают внутрь аппарата и на его внутренних поверхностях не образуется “снеговая шуба”.

При вращении вала 7 масло поступательно движется от патрубка загрузки 4 к патрубку выгрузки 6, претерпевая стадии охлаждения, переохлаждения и кристаллизации. Осевой вентилятор 9 в процессе работы равномерно распределяет пары азота по всему объёму аппарата.

Поступательное движение обрабатываемого масла удаётся создать за счёт возможности изменения высоты стоек аппарата 11. Левые стойки должны быть выполнены в виде двух соединенных нержа-веющих труб, разных по диаметру, расположенных соосно одна в другой с просверленным отверстием для регулировочного винта, находящимся в этом отверстии (не показаны). Этим добиваются подъёма аппарата в пределах  $19^\circ$  к горизонту.

При проведении эксперимента контролируемые параметрами являлись: температура, скорость барботирования продукта парами инертного хладоносителя азота и скорость вымо-раживания растительных масел.

Экспериментальный стенд (рис. 2) состоит из описанного выше аппарата для криогенного замораживания, системы подачи паров жидкого азота в аппарат и измерительных приборов.



Рисунок 2 – Фотография экспериментального стенда.

Система подачи жидкого азота включает в себя: сосуд Дьюара с жидким азотом 19 и крышкой для герметизации системы 17, нагреватель для образования паров 20, ЛАТР 18 для питания нагревателя, манометра 16, показывающего давление в сосуде, регулирующего вентиля 14 с предохранительным клапаном, для предотвращения аварийной работы установки, соединительных трубопроводов 15 и электропроводов.

Измерительный комплекс состоит из автоматических самопишущих приборов endim и КСП-4 (поз. 13), класс точности которого 0,5; термопар медь-константан в количестве трёх штук и полупроводниковой транзисторной схемы для усиления первичного сигнала, поступающего на самопишущие приборы.

Работа экспериментального стенда осуществлялась следующим образом. Вначале включали электродвигатели в сеть, приводя во вращение вал и вентилятор. Затем включали нагреватель, образующиеся пары поступали в трубопровод, контроль давления которых определяли манометром. При достижении давления в 0,1 МПа открывали вентиль, через который пары азота поступали в полый вал аппарата. При достижении необходимой температуры, которая контролировалась с помощью КСП-4, заливали продукт через патрубок загрузки. Охлаждение проводилось до температуры загустевания масел. Показания температур фиксировались на бумаге.

Питание электродвигателей и потенциометров осуществлялось от напряжения 220 В, а питание нагревателя от ЛАТРа в зависимости от значений расхода паров азота. Охлаждённое масло через патрубок 6 самотёком поступало на фильтр 22 и при плавлении в естественных условиях стекало в ёмкость для выможенного масла 21, а осадок оставался на фильтровальной поверхности. После охлаждения экспериментального образца отключали питание нагревателя и закрывали вентиль. Далее выключали питание потенциометра и электродвигателей. Затем производили обработку показаний. Трубопровод подачи паров азота и части выпускной системы установки, имеющие температуру ниже температуры воздуха в помещении, были тщательно теплоизолированы.

### **Результаты и их обсуждение**

На рефрактометре марки УРЛ были сняты данные о содержании сухих веществ (СВ) в растительных маслах, показанные в таблице. Для этого брали пробы продукта по 0,1 см<sup>3</sup> и по показанию прибора фиксировали содержание сухих веществ.

Таблица – Массовая доля сухих веществ в сафлоровом масле

Вид сафлорового масла	Массовая доля СВ при температуре 20°C, %		
	минимальное	максимальное	среднее
Прессованное			
до вымораживания	75,1	76,1	75,5
после вымораживания	74,0	76,2	75,1
Прессованное фильтрованное			
до вымораживания	74,4	74,5	74,5
после вымораживания	73,5	73,5	73,5
Дезодорированное			
до вымораживания	73,8	73,5	73,6
после вымораживания	73,4	72,9	73,3

Сравнение полученных кривых кристаллизации микропримесей в растительных маслах показывают, что наименьшее расхождение данных на участке температур от 20 до 12°C, т. е. В диапазоне перед началом кристаллизации. В более низких областях температур данные значительно отличаются, а в области после завершения процессов кристаллизации и агломерации характер кривых сглаживаются и принимают вид близкий к линейному.

В маслах, содержащих примеси температура фазового перехода при охлаждении зависит от количества отдельных составляющих компонентов. При этом начинает изменяться состав фаз в диапазоне температур от 20 до 12°C, сопровождающийся изменением агрегатного состояния примесей, поэтому характерные выделения теплоты фазовых переходов происходит в более широком слое, ограниченном изотермами начала и конца фазового перехода. При этом подобная картина линий в спектре температур перехода подчёркивает условность перемещения границы раздела фаз в указанных областях и протекание идентичных процессов по высоте слоя охлаждаемого продукта.

Полагая, что содержание всех компонентов в начальный момент времени во всех точках исследуемого объёма одинакова, но температура различна, что обуславливает перемещение компонентов, частицы которых имеют большую массу будут увеличивать свою концентрацию в местах где наиболее низкая температура, т. е. в зоне подачи газообразного хладагента и близлежащих слоях. В эти же области будут стремиться также и компоненты, состоящие из более крупных частиц [3].

Перемещение компонентов, обусловленное значительной величиной градиента температур, вызывает различие по структуре концентрации компонентов в этих точках. Последнее обстоятельство, следовательно, создаёт появление в рассматриваемом объёме градиентов концентрации компонентов и при снижении температуры до -4°C происходит агрегация кристаллов вокруг более крупных частиц примесей. Резкое изменение скорости охлаждения объясняется изменением теплофизических параметров исследуемых масел, при одновременном снижении скорости теплового движения молекул за счёт увеличения сил ориентации и соответственно уменьшения сил инерции.

Рост вязкости обуславливает значительное увеличение длины диффузионного потока и затрудняет формирование частиц в маслах, а дальнейшее снижение температуры до -16...-19°C обуславливает загустевание масел, что приводит к практически полному замедлению процессов кристаллизации и агрегации.

Анализ степени извлечения восковых веществ от температуры для различных режимов крио-генного вымораживания показывает, что характер изменения выведения восков при низко-температурной кристаллизации одинаков, но с повышением их содержания и при режиме выведения с малой скоростью барботирования при 1,2м/с достигается наименьшее значение эффективности вымораживания.

При режиме выведения восковых веществ со средней скоростью барботирования 2,2 м/с даже при относительно большом содержании восков процесс их извлечения даёт наилучшие результаты, а сами воски имеют твёрдую структуру при незначительных потерях исходного продукта и времени на вымораживание.

В случае с более высокой скоростью барботирования 2,5 м/с процесс вымораживания осуществляется сверхбыстро, при этом не все воски успевают кристаллизоваться и агломерироваться и при фильтровании могут не отделиться и остаться в продукте.

### **Заключение**

Рациональный режим вымораживания сафлорового масла с использованием в качестве паров криоагента жидкого азота реализуется при скорости хладагента 2,2 м/с, так как в течение 12 мин масло проходит все стадии вымораживания без перескакивания фазовых переходов, происходящих в маслах. Способ винтеризации сафлорового масла с использованием в качестве паров криоагента жидкого азота имеет следующие преимущества: интенсификация процесса вымораживания; сокращение времени на кристаллизацию и экспозицию восковых веществ в масле; а также обеспечивается получение сафлорового масла с высокой степенью очистки типа салатного при одновременном сокращении энергозатрат на вымораживание.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Гамаюрова, В. С. Основные тенденции развития технологии получения высокоэффективных растительных масел / В.С. Гамаюрова, Г. А. Давлетшина, Л.Э. Ржечицкая // Вестник технологического университета. – 2019. – Т.22, №12. – С. 19–23.
2. Матеев, Е.З. Исследование состава сафлорового масла, полученного методом холодного прессования / Е.З. Матеев, А.Н. Остриков, А.В. Терехина, А.А. Усманов, С.З. Матеева, М.В. Копылов // Вестник Алматинского технологического университета. – 2019. – № 2. – С. 15–24.
3. Королькова, Н.В. Исследование процесса вымораживания растительных масел / Н.В. Королькова, К.Е. Корольков, Н.В. Ломакин // Технологии и товароведение сельскохозяйственной продукции. – 2018. – № 2 (11). – С. 68–73.
4. Патент 2156280 РФ, МПК С11В3/00. Установка для вымораживания восковых веществ из растительных масел / С.Т. Антипов, С.В. Шахов, А.Н. Рязанов, С.М. Яценко, В.Ю. Овсянников. – Заявл. 07.06.1999; Оpubл. 20.09.2000.

УДК 536.2

### **THERMAL CONDUCTIVITY OF HYDROFLUOROCARBON COMPLEX MIXTURES**

*Volchok V.A.<sup>a</sup>, Cand. Tech. Sc. Volchok H.V.<sup>b</sup>*

*Odessa National University of Technologies, Ukraine, 65039, Odessa, Kanatnaya Str., 112*

*E-mail: a – recvicv@gmail.com; b – evolchok8@gmail.com*

### **Abstract**

The most reliable data are analyzed, which are selected for the development of a generalized model of thermal conductivity of mixtures of complex refrigerants. The method for calculating the thermal conductivity of mixtures in the gas and liquid phases can be recommended for predicting the thermal conductivity of complex refrigerants.

### **ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ГИДРОФТОРУГЛЕРОДНЫХ СЛОЖНЫХ СМЕСЕЙ**

*Волчок В.А.<sup>a</sup>, канд. тех.наук Волчок Е.В.<sup>b</sup>*

*Одесский национальный технологический университет, Украина, 65039,*

*Одесса, ул. Канатная, 112*

*E-mail: a – recvicv@gmail.com; b – evolchok8@gmail.com*

### **Аннотация**

Проанализированы наиболее достоверные данные, которые выбраны для разработки обобщенной модели теплопроводности смесей сложных хладагентов. Методика расчета теплопроводности смесей в газовой и жидкой фазах может быть рекомендована для прогнозирования теплопроводности сложных хладагентов.

### **Introduction**

The available data on the thermal conductivity of refrigerant mixtures in most cases do not meet the requirements of designers in terms of the range of state parameters and composition studied. In this case, a calculation procedure is needed that would make it possible to obtain reliable data on the behavior of mixtures in a wide range of temperatures, pressures, and concentrations. Alternative service refrigerant blends have a number of features that must be considered when designing and operating refrigeration equipment. Complex refrigerants and

some hydrocarbons are the most likely replacement for the R22 and R502 refrigerants that were widely used earlier. Reliable data on the thermal conductivity of such mixtures are necessary for the calculation and design of refrigeration equipment.

### **Methodology**

The object of the study is complex refrigerants R404A, R407C, R410A, related to the hydrofluorocarbon mixtures, including individual ozone-friendly refrigerants R32, R125, R134a. The goal is to evaluate the available experimental data and, on their basis, develop a generalized model for the thermal conductivity of refrigerant mixtures.

R404A is a mixture of R125/R143a/R134a (44/52/4) refrigerants designed to replace R502. It is compatible with most materials used for R502. It is recommended to replace the mineral oil with a polyol ester synthetic oil.

R407C – R32/R125/R134a (23/25/52) is designed to replace R12. Flammability, as well as problems associated with possible leaks, is effectively neutralized due to the combination with a relatively high content of R125 (25%). It is necessary to modernize the equipment and use polyol ester synthetic oil.

R410A – R32/125 (50/50) is designed to replace R22. However, its pressure is about 50% higher than that of R22 and, therefore, a significant modernization of the equipment is necessary for its operation to be safe [1]. Replacement with polyol ester synthetic oil is recommended.

The most information on the thermal conductivity of mixtures in the gas phase is given in [1–3]. The measurements were carried out by the stationary heated filament method with a calculated error of  $\pm 1\%$ .

In Perkins's work [1], the experimental values of the thermal conductivity of four single and one three-component mixtures at two different concentrations are presented. The measurements for each mixture were carried out by the stationary heated wire method. The measurements cover a wide range of temperatures and pressures and have a calculated error of  $\pm 3\%$ .

Bivens [3] published a series of measurements of the thermal conductivity of a number of binary and three-component mixtures of refrigerants, obtained by the stationary method of a heated filament with an error of  $\pm 1\%$ . The results are presented in graphical format only.

To develop a general technique for calculating thermal conductivity, additional experimental information was also used in the works of Gao [4], Jeong [5] and Kim [6] to measure the thermal conductivity of some of the liquid binary mixtures.

### **Results and discussions**

The most well-known model for thermal conductivity uses an equation in the form of a sum of three components:

$$\lambda(\rho, T) = \lambda_0(T) + \Delta\lambda(\rho, T) + \Delta_c\lambda(\rho, T), \quad (1)$$

where  $\lambda$  – thermal conductivity,  $W/m \cdot K$ ;  $\lambda_0$  – thermal conductivity of a rarefied gas,  $W/m \cdot K$ ;  $\Delta\lambda = \lambda - \lambda_0$  – excess thermal conductivity,  $W/m \cdot K$ ;  $\Delta_c\lambda$  – increase in thermal conductivity in the critical region,  $W/m \cdot K$ ;  $T$  – temperature,  $K$ ;  $\rho$  – density,  $kg/m^3$ .

Each component of equation (1) can be calculated independently, based on theoretical or experimental information. In the framework of this work, the thermal conductivity of mixtures was processed independently for the vapor and liquid phases. For the vapor phase, the thermal conductivity was represented as the sum of two components - the thermal conductivity of a rarefied gas as a function of only temperature and excess thermal conductivity as a function of density only.

For the thermal conductivity of refrigerant mixtures in a rarefied gas state, an approach, based on a modified principle of the corresponding states and described in detail in [2], was applied. On this basis, the equation for the reduced thermal conductivity is obtained in the next form:

$$\lambda/\lambda_{0,c} = -0,6138 + 1,7177T_r - 0,1025 T_r^2, \quad (2)$$

where  $\lambda_{0,c}$  – «fiducial» thermal conductivity of a rarefied gas at  $T = T_c$ ,  $W/m \cdot K$ ;  $T_r = T/T_c$  – given temperature;  $T_c$  – critical temperature,  $K$ .

The given excess thermal conductivity was represented as a function of the given density, while the «fiducial» value of the excess thermal conductivity was chosen approximately in the middle of the studied density range:

$$\lambda/\Delta\lambda_r = 4,5587\rho_r + 1,9318\rho_r^2, \quad (3)$$

where  $\Delta\lambda_r$  – fiducial excess thermal conductivity at  $\rho_r = 0,2$ ;  $\rho_r$  – density.

The calculation of the thermal conductivity of refrigerant mixtures was based on the assumption that the mixture behaves like a hypothetical pure liquid with averaged parameters given by the molar fractions of pure components.

### **Conclusions**

A review of published data on the thermal conductivity of refrigerant mixtures containing ozone-friendly components was carried out. The most reliable results were used, on the basis of which a generalized method for calculating and predicting thermal conductivity has been developed.

To calculate the thermal conductivity of mixtures in the state of a rarefied and dense gas, the principle of corresponding states was used, which provides acceptable results in the range of reduced densities from 0 to 0,7. To calculate the thermal conductivity of a liquid on the saturation curve and in the single-phase region in the range of reduced temperatures from 0,5 to 0,95, a hard sphere model is recommended.

### **Acknowledgements**

The authors are grateful for the useful words of advice, discussions and material provided in the course of collecting and summarizing information for this article by Prof. Geller V.Z. and the coworkers of the departments of ONUT

### REFERENCES

1. Experimental thermal conductivity values for mixtures of R32, R125, R134a, and propane / NIST; R.A. Perkins, E. Schwarzberg, X. Gao. – 1999. – Report N1STIR 5093.
2. Geller, V.Z. Thermal conductivity of mixed refrigerants R404A, R407C, R410A, and R507A / V. Z. Geller, B. V. Nemzer, U. V. Cheremnykh // Int. J. Thermophysics. – 2002. – Vol. 32, No. 5. – P. 48–56.
3. Bivens, D. B. Transport properties and heat transfer of alternatives for R502 and R22 / D.B. Bivens, A. Yokozeki, V.Z. Geller, M.E. Paulaitis // In Proc. of ASHRAE /NIST Refrigerants Conference, Gaithersburg, MD. – 1993. – P. 73–84.
4. Gao, X. Thermal conductivity of ternary HFC refrigerant mixtures of HFC-32/125/134a in the liquid phase / X. Gao, Y. Nagasaka, A. Nagashima, // Int. J. Thermophysics. – 1999. – Vol. 20, No. 5. – P. 1803–1815.
5. Jeong, S.U. Thermal conductivity of R32+R125+R134a in the liquid phase / S. U. Jeong, M. S. Kim, S.T. Ro // In Proc. of 5<sup>th</sup> Asian Thermophys. Prop. Conf. – Seoul, 1998. – P. 423–426.
6. Kim, D.S. Thermal conductivity of pentafluoroethane (R125) and its mixtures with difluoromethane (R32) in the liquid phase / D.S. Kim, M.H. Yang, M.S. Kim, S.T. Ro // In Proc. of 4<sup>th</sup> Asian Thermophys. Prop. Conf. – Vol. 1. – Tokyo: 1998. – P. 113–116.

УДК621.564.2

## ENVIRONMENTALLY FRIENDLY REFRIGERANTS IN HOUSEHOLD REFRIGERATION SYSTEMS

*Golikov O.Y.<sup>a</sup>, Ph.D. student, Aldiyarov A.Y.<sup>b</sup>, Ph.D., Associate Professor  
Sokolov D.Y.<sup>c</sup>, Ph.D., Associate Professor, Yerezhep D.E.<sup>d</sup>, Ph.D. Korshikov Y.S.<sup>e</sup>, Ph.D.  
Al-Farabi Kazakh National University, Republic of Kazakhstan, 050060,  
Almaty, al-Farabi avenue, 71*

*E-mail: a – golikov@physics.kz; b – Abdurakhman.Aldiyarov@kaznu.kz; cyasnyisokol@gmail.com;  
d – darhan\_13@mail.ru; e – e.s.korshikov@physics.kz*

### **Abstract**

This paper presents a study of the new blends of environmentally-friendly cooling agents aimed at finding an alternative to the R134a refrigerant used in domestic refrigeration systems. For the refrigerant blends R440A, R441A, R444A, R445A and R451A, chosen as the object of research, a qualitative comparison of the main qualities required of the working substance of refrigeration systems has been carried out. The results demonstrated that the refrigerants R440A and R451A possess certain advantages as they have higher values of coefficients of energy effectiveness and volumetric refrigeration capacity compared with the R134a refrigerant. Their average energy efficiency coefficients are 14% and 5% higher, respectively. The specific energy consumption of the R441A and R445A refrigerants is considerably higher (by 57% and 44%, respectively), whereas for R440A and R451A, this indicator is lower by 8 and 4 %, respectively, compared with the refrigerant R134a. To sum up, it is possible to draw a conclusion that the refrigerants R440A and R451A can become a long-term substitute for the R134a refrigerants in domestic refrigeration systems due to their ecological purity and superior performance parameters.

## ПРИМЕНЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫХ ХЛАДАГЕНТОВ В БЫТОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ СИСТЕМАХ

*Голиков О.Ю.<sup>a</sup>, докторант, Алдияров А.У.<sup>b</sup>, Ph.D., Ассоциированный профессор  
Соколов Д.Ю.<sup>c</sup>, Ph.D., Ассоциированный профессор, Ережен Д.Е.<sup>d</sup>, Ph.D. Коршиков Е.С.<sup>e</sup>, Ph.D.  
Казахский национальный университет имени аль-Фараби, Казахстан, 050060,  
Алматы, ул. аль-Фараби, 71*

*E-mail: a – golikov@physics.kz; b – Abdurakhman.Aldiyarov@kaznu.kz; cyasnyisokol@gmail.com; d – darhan\_13@mail.ru; e – e.s.korshikov@physics.kz*

### **Аннотация**

Данная работа представляет собой исследование новых смесей экологически чистых хладагентов, направленное на поиск аналога используемому в бытовых холодильных системах хладагенту R134a. Для выбранных в качестве предметов исследования смесей хладагентов R440A, R441A, R444A, R445A и R451A было произведено качественное сравнение основных характеристик, предъявляемых к рабочему веществу холодильных систем. Результаты показали, что хладагенты R440A и R451A имеют преимущества в виде более высоких значений коэффициентов энергоэффективности и объемной холодопроизводительности по сравнению с R134a. Средние значения их коэффициентов энергоэффективности выше на 14 и 5% соответственно. Удельное энергопотребление хладагентов R441A и R445A значительно выше (на 57 и 44% соответственно), в то время как для R440A и R451A этот показатель ниже в среднем на 8 и 4% в сравнении с хладагентом R134a. Подводя итог можно сказать, что хладагенты R440A и R451A могут стать долгосрочной заменой хладагентов R134a в бытовых холодильных системах благодаря их экологической чистоте и более высоким параметрам производительности.

### **Введение**

Холодильные системы на основе сжатия пара вот уже 100 лет являются одной из основных технологий холодильной промышленности [1]. Фактором их успеха стал более компактный размер по сравнению с большинством видов других систем охлаждения, а также из-за более высокой надежности, масштабируемости и ряда других полезных качеств [1, 2]. В таких системах используются хладагенты (рабочие жидкости), которые циркулируют по замкнутому циклу, переходя из одной фазы в другую при прохождении через теплообменники. Они также конденсируются или расширяются при прохождении через другие компоненты вдоль одного цикла, чтобы при необходимости повысить или понизить давление системы [3].

Потенциально имеется большое количество рабочих жидкостей, которые подходят на род хладагентов в холодильных системах, однако в 1928 году, после изобретения синтетических хладагентов, их число сократилось до двух наиболее подходящих: хлорфторуглеродных (ХФУ) и гидрохлорфторуглеродных (ГХФУ). Впрочем, ученые обнаружили, что данные хладагенты обладают очень высокой озоноразрушающей способностью (ОРС) и при выбросах в атмосферу вносят весомый вклад в разрушение озонового слоя тем самым негативно влияя на глобальную окружающую среду [3–4]. В результате этого промышленность постепенно отказалась от использования ХФУ и ГХФУ в пользу гидрофторуглеродов (ГФУ) хладагентов с нулевым показателем ОРС [5].

Холодильное оборудование является одним из основных источников выбросов парниковых газов в атмосферу, что в свою очередь вызывает так называемый парниковый эффект [6]. Это связано с тем, что в качестве рабочих жидкостей используются хладагенты с высоким параметром потенциала глобального потепления (ПГП) [7–8]. Парниковые газы попадают в атмосферу двумя способами: косвенно через выработку потребляемой электроэнергии, и непосредственно через утечку хладагентов с высоким ПГП из системы во время ремонтных работ и во время нормальной работы. Соотношение прямых и косвенных выбросов различается и зависит от показателя ПГП хладагента, скорости утечки и коэффициента выбросов электростанции [9]. В ряде исследований [10–11] говорится, что, в среднем, прямые выбросы составляют около 35% от общего объема выбросов холодильных систем. Остальная часть приходится на косвенные выбросы через потребление энергии. Было подсчитано, что общий вклад холодильного сектора в проблему глобального потепления составляет примерно 20% [10, 12, 13].

В данном исследовании изучались смеси хладагентов четвертого поколения (гидрофторолефины, углеводороды, ГФУ с низким ПГП и неорганические хладагенты), используемые в качестве рабочих жидкостей в холодильных системах: R440A, R441A, R444A, R445A и R451A. Все смеси имеют нулевую озоноразрушающую способность и очень низкий ПГП: 144, 5, 89, 118 и 133 соответственно [14].

### Объекты и методы исследования

Все исследуемые хладагенты обладают отличными экологическими свойствами, которые представлены в таблице 1. Все они обладают нулевой озоноразрушающей способностью и приемлемым значением ППП. Для наглядности в таблице 1, кроме исследуемых хладагентов представлен также хладагент R134a, который наиболее распространен в бытовых холодильниках и был внедрен в качестве альтернативе ХФУ начиная с 1990 года.

Из таблицы 1 видно, что исследуемые хладагенты имеют высокие и приблизительно равные критические точки давления, которые желательны в системе, поскольку требуется давление выше атмосферного, чтобы предотвратить вероятность проникновения влаги из окружающей среды. Высоки также и критические температуры хладагентов, что гарантирует высокую скорость теплопередачи, когда температура конденсатора далека от температуры критической точки.

Таблица 1 – Экологические и физические свойства исследуемых смесей хладагентов [14, 15]

Свойства	Хладагенты					
	R134a	R440A	R441A	R444A	R445A	R451A
Озоноразрушающая способность	0	0	0	0	0	0
Потенциал глобального потепления	1430	144	5	89	118	133
Температура в критической точке	101,1	112,7	118,5	102,2	109,4	105,4
Давление в критической точке	4,1	4,5	4,5	4,2	5,0	3,4
Плотность в критической точке	511,9	368,8	222,0	481,9	367,7	479
Плотность жидкой фазы	1206,7	897,6	897,6	1100,8	915,4	1102,9
Плотность фазы пара	32,4	18,7	18,7	29	20,3	37,3
Молярная масса	102	66,2	48,3	96,7	66,2	112,7
Скрытая теплота при -15 °С	209,5	327,2	262,9	223,5	256,3	222,8

Так как исследования будут производиться в условиях обыкновенной бытовой холодильной системы, являющейся широко распространенным прибором, использующим принципы механического сжатия пара, то стоит сказать несколько слов о ее основных рабочих моментах и составляющих частей. Система работает в замкнутом цикле, состоящем из непрерывных термодинамических процессов в последовательности забора тепла из замкнутой низкотемпературной камеры и отвода его в окружающую среду при повышении температуры. Весь цикл можно представить как: охлаждение – испарение при постоянных температуре и давлении – сжатие при постоянной энтропии – конденсация при постоянных температуре и давлении – дросселирование (расширение) при постоянной энтальпии.

Принципиальная схема бытового холодильника показана на рисунке 1. Он представляет собой теплоизолированный блок с внутренней камерой, разделенной на две секции: морозильную и охлаждающую.

Холодильник состоит из четырех основных элементов: испарителя, компрессора, конденсатора и капиллярной системы.

Испаритель представляет собой теплообменный компонент, в котором жидкий хладагент низкого давления и температуры из расширительного устройства кипит и переходит из жидкой фазы в пар. При этом тепло, которое испарил хладагент, поглощается внутри отсека.

Компрессор является основным компонентом, потребляющим энергию. Его функция заключается во всасывании паров хладагента низкого давления из испарителя, сжатии его до высокого давления, что одновременно повышает и температуру, и направлении полученного пара хладагента с высоким давлением и температурой в конденсатор [16].

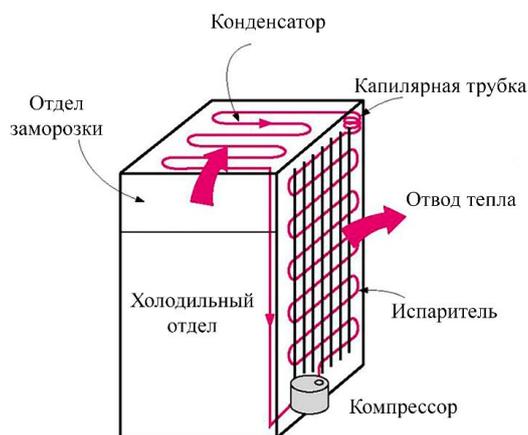


Рисунок 1 – Принципиальная схема бытового холодильника

Конденсатор – еще один теплообменный компонент, в котором тепло от хладагента передается в капиллярную систему.

Капиллярная система – расширительное или дроссельное устройство для управления потока хладагента в холодильной системе. Расширяясь по мере прохождения в капиллярной трубке, хладагент испытывает значительное падение давления и температуры, что и вызывает понижение температуры в морозильном отсеке.

В данном исследовании рассматриваются следующие эксплуатационные параметры, необходимые для выбора хороших альтернативных хладагентов: удельное энергопотребление, холодопроизводительность и энергоэффективность с точки зрения КПД.

Энергоэффективность системы (COP) определяется с использованием термина КПД и равняется отношению холодильного эффекта ( $Q$ ) к работе на входе компрессора ( $W$ ):

$$COP = \frac{Q}{W}, \quad (1)$$

где  $Q$  – холодильный эффект, вычисляемый как разница в удельной энтальпии жидкого хладагента, поступающего в испаритель и удельной энтальпии парового хладагента, выходящего из испарителя, а  $W$  – работа на входе конденсатора, равная разнице удельной энтальпии газообразного хладагента на выходе из компрессора и удельной энтальпии газообразного хладагента, поступающего в него.

Удельное энергопотребление (SPC), также называемое мощностью на тонну охлаждения, является показателем энергетической эффективности системы и выражается в виде:

$$SPC = \frac{3,5 \cdot W}{Q} \quad (2)$$

Объемная холодопроизводительность (VCC) – холодильный эффект на единицу объема хладагента на входе в компрессор. Это значение рассчитывается на основе плотности пара на входе в компрессор и холодильного эффекта ( $Q$ ):

$$VCC = p \cdot Q, \quad (3)$$

где  $p$  – плотность хладагента на входе компрессора.

### **Результаты и их обсуждение**

На рисунке 2 показано влияние температуры испарения на энергоэффективность системы, которая в общем смысле представляет собой общую производительность цикла. Можно заметить тенденцию снижения нагрузки на работу компрессора при повышении температуры испарения, что в свою очередь влечет за собой повышение коэффициента производительности системы.

Как видно из рисунка, смеси R441A и R445A показали более низкое значение COP в сравнении с R134a. Средние значения КПД для R441A, R444A и R445A ниже на 34, 6 и 27% соответственно, в то время как значения R440A и R451A выше на 14 и 15% соответственно в сравнении с хладагентом R134a.

Отношение изменения удельного энергопотребления по отношению к температуре испарения для исследуемых смесей хладагентов и хладагента R134a показаны на рисунке 3. Стоит заметить, что по аналогии со значением COP для кривых SPC наблюдалась идентичная тенденция, но в обратную

сторону: значение удельного энергопотребления уменьшалось с увеличением температуры испарения. Это и не удивительно, так как в формуле 1 и формуле 2 используются одинаковые члены.

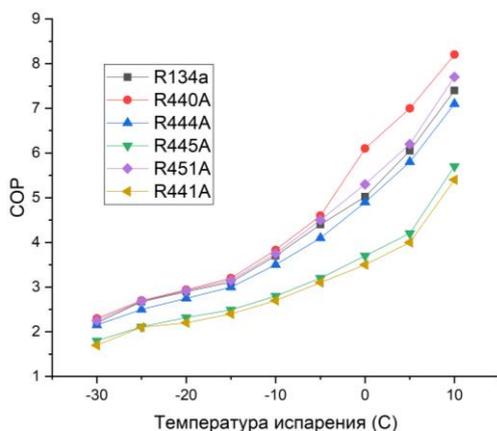


Рисунок 2 – Зависимость коэффициента энергоэффективности системы по отношению к температуре испарения

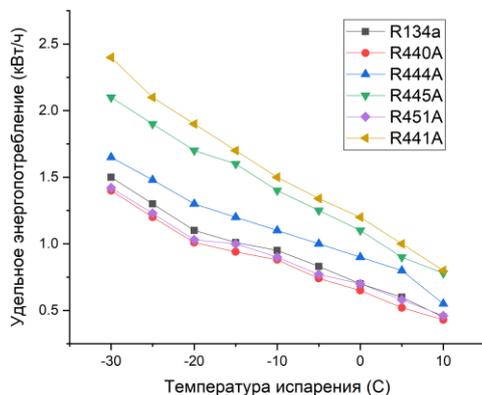


Рисунок 3 – Зависимость удельного энергопотребления системы по отношению к температуре испарения

Самое низкое энергопотребление было достигнуто при использовании хладагента R440A, менее эффективным оказался хладагент R451A, – оба она имеют значение SPC на 8 и 4% ниже, чем у R134a (для данного параметра «ниже – лучше»).

На рисунке 4 изображено изменение объемной холодопроизводительности (VCC) при изменении температуры испарения. Из графика кривых видно, что увеличение температуры ведет за собой увеличение показателя холодопроизводительности для всех хладагентов. Это обусловлено увеличением объемной емкости хладагента для данного компрессорного объема.

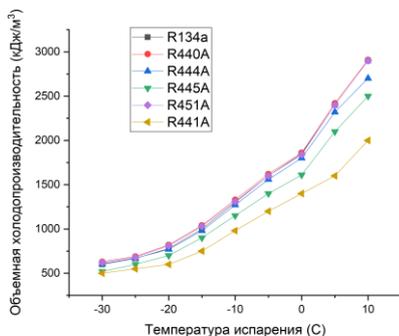


Рисунок 4 – Зависимость объемной холодопроизводительности системы по отношению к температуре испарения

Можно заметить, что значение кривых VCC для всех исследуемых хладагентов очень близко к значению этого параметра для R134a, за исключением R441A, который показал на 24% более низкую холодопроизводительность. Хладагент R440A по результату исследования показал наибольшее значение объемной холодопроизводительности. Средние значения VCC для хладагентов R440A и R451A в заданном диапазоне температур на 7 и 4% выше соответственно, чем у обычного хладагента R134a.

#### **Заключение**

Решая проблему экологически небезопасных хладагентов, используемых в бытовых холодильных системах, в рамках данной работы были исследованы новые смеси хладагентов R440A, R441A, R444A, R445A и R451A. Данный смеси обладают приемлемым значением ППП < 150, что позволяет рассматривать их с точки зрения пригодности в качестве экологически чистых альтернатив хладагенту R134a. По полученным данным можно сделать следующие выводы:

Смеси R440A и R451A имеют преимущества в виде более высоких значений коэффициентов энергоэффективности системы и объемной холодопроизводительности по сравнению с R134a. Их средние значения COP выше на 14 и 5 % соответственно, а средние значения VCC на 7 и 4% в сравнении с R134a.

Среднее удельное энергопотребление SPC у смесей R441A и R445A значительно выше, чем у R134a (на 57 и 44% соответственно). Для хладагентов R440A и R451A этот же коэффициент ниже на 8 и 4 % соответственно в сравнении с тем же R134a.

Кроме этого, бросается в глаза, что во всех рассмотренных вариантах хладагенты R441A и R445A неизменно показывали себя хуже, чем R134a, а хладагенты R440A и R451A каждый раз были лучше. Можно сделать вывод о резонности попыток замены используемого хладагента R134a на один из более эффективных и экологически чистых аналогов.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Banjo, S. O. et al. Performance enhancement using appropriate mass charge of R600a in a developed domestic refrigerator // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – IOP Publishing, 2019. – Vol. 331. – №. 1. – P. 12025.
2. Brown, J.S. Review of alternative cooling technologies / J.S. Brown, P.A. Domanski // Applied Thermal Engineering. – 2014. – Vol. 64. – №. 1–2. – P. 252–262.
3. Nyemba, W.R. et al. Evaluation and feasibility assessment of the sustainability of refrigeration systems devoid of harmful refrigerants for storage of vaccines // Procedia Manufacturing. – 2019. – Vol. 35. – P. 291–297.
4. Bolaji, B.O. et al. Energy performance of environmental-friendly R435A and R161 refrigerants in sub-cooling refrigeration systems // The holistic approach to environment. – 2017. – Vol. 7. – №. 3. – P. 125–137.
5. Bolaji, B.O. Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant – a review / B. O. Bolaji, Z. Huan // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2013. – Vol. 18. – P. 49–54.
6. Pal A. et al. Environmental assessment and characteristics of next generation refrigerants // Evergreen – 2018. – Vol. 5(2). – P. 58–66. – <http://dx.doi.org/10.5109/1936218>.
7. Mota-Babiloni A. et al. Refrigerant R32 as lower GWP working fluid in residential air conditioning systems in Europe and the USA // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2017. – Vol. 80. – P. 1031–1042.
8. Aprea, C. An experimental evaluation of the greenhouse effect in the substitution of R134a with CO<sub>2</sub> / C. Aprea, A. Greco, A. Maiorino // Energy. – 2012. – Vol. 45. – №. 1. – P. 753–761.
9. Tassou, S. A. et al. Energy consumption and conservation in food retailing // Applied Thermal Engineering. – 2011. – Vol. 31. – №. 2–3. – P. 147–156.
10. Mylona, Z. et al. Comparative analysis on the energy use and environmental impact of different refrigeration systems for frozen food supermarket application // Energy Procedia. – 2017. – Vol. 123. – P. 121–130.
11. Mota-Babiloni, A. et al. Assessment of the utilization of equivalent warming impact metrics in refrigeration, air conditioning and heat pump systems // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2020. – Vol. 129. – P. 109929.
12. Bolaji, B.O. Performance Assessment of three Eco-Friendly Hydro-fluorocarbon and Hydrocarbon refrigerant mixtures as R22 alternatives in Refrigeration Systems / B. O. Bolaji, O. D. Komolafe, F. O. Ajayi. // Middle East Journal of Scientific Research. – 2015. – Vol. 23(8). – P. 1677–1684.
13. Macdiarmid, J. I. et al. Sustainable diets for the future: can we contribute to reducing greenhouse gas emissions by eating a healthy diet? // The American journal of clinical nutrition. – 2012. – Vol. 96. – №. 3. – P. 632–639.
14. UNEP/ASHRAE, Update on new refrigerants designations and safety classifications. // UNEP/ASHRAE Refrigerant Factsheet. – 2020.
15. Lemmon, E. W. et al. NIST reference fluid thermodynamic and transport properties – REFPROP / E.W. Lemmon, M.L. Huber, M.O. McLinden // NIST standard reference database. – 2002. – Vol. 23. – P. 7.
16. Bolaji, B.O. Experimental analysis of reciprocating compressor performance with eco-friendly refrigerants // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. – 2010. – Vol. 224. – №. 6. – P. 781–786.

## КАПСУЛАЛАРДЫ ТАМШЫЛАУ ӘДІСІМЕН ДАЙЫНДАУҒА АРНАЛҒАН ЖАБДЫҚ

Какимов А.К.<sup>1а</sup>, докт. тех.ғыл.док., профессор Майоров А.А.<sup>2б</sup>, тех.ғыл.док., профессор,  
Жумадилова Г.А.<sup>3с</sup>, Ph.D., Ташыбаева М.М.<sup>4д</sup>

1 – Семей қаласы Шәкәрім атындағы университеті, Қазақстан, 071412,  
Семей қаласы, Глинка көш., 20А

2 – ФГБНУ Федералды Алтай агробιοтехнология ғылыми орталығы, Ресей, 656910,  
Барнаул қаласы, ул. Советской Армии көшесі, 66

E-mail: a – bibi.53@mail.ru; b – maiorov.alex@mail.ru; c – zhumadilovaga@mail.ru;  
d – marzhan06081990@gmail.com

### Аннотация

Бұл мақалада капсулаларды тамшылау әдісімен дайындауға арналған жабдық көрсетілген. Капсулаларды қолмен алу әдістері, ротациялық-матрицалық әдіс, тамшылау әдісі. Бүгінде тамшылау әдісі кеңінен қолданылады, бірақ бұл процесс өте ауыр және ұзақ, сәйкесінше тиімділігі төмен және қымбат. Капсулалар: сфералық геометриялық пішінге ие болады; диаметрі 1,5-тен 10,0 мм-ге дейін; Органолептикалық көрсеткіштерді беру үшін түрлі глазурьмен және қабықшалармен (шоколад, карамель, т.б; қарқынды механикалық әсерге шыдайды; жылу әсеріне (пастерлеуге) шыдайды; капсулаланған затпен де, орналастырылатын тағамдық субстанциямен де өзара әрекеттеспейді; капсулаланған заттың толық сақталуын қамтамасыз етеді; ұзақ сақтау мерзімі бар. Капсулаланған функционалды өнімдерді алудың көптеген әдістері бар, алайда өндіріс технологиясын таңдаудағы маңызды фактор-бұл барлық қажетті емдік, органолептикалық, функционалды қасиеттерді сақтай отырып, өндірістік процестің тиімділігі, пайдаланудың қарапайымдылығы, түпкілікті өнімнің өзіндік құны.

## EQUIPMENT FOR THE MANUFACTURE OF CAPSULES BY THE DRIP METHOD

Kakimov A.K.<sup>1a</sup>, Doct. Tech. Sc., professor, Mayorov A.A.<sup>2b</sup>, Doct. Tech. Sc., professor  
Zhumadilova G.A.<sup>3c</sup>, Ph.D., Tashybaeva M.M.<sup>4d</sup>

1 – NJSC Shakarim University of Semey, Kazakhstan, 071412, Semey, Glinka st., 20A

2 – Federal State Budget Scientific Institution Federal Altai Scientific Center for Agrobiotechnologies,  
Russia, 656910, Barnaul, Sovetskoy Armii st., 66

E-mail: a – bibi.53@mail.ru; b – maiorov.alex@mail.ru; c – zhumadilovaga@mail.ru;  
d – marzhan06081990@gmail.com

### Abstract

This article shows the equipment for the preparation of capsules by the drip method. Methods of manual capsule extraction, rotary matrix method, drip method. Today, the drip method is widely used, but this process is quite time-consuming and lengthy, respectively, less effective and expensive. Capsules: have a spherical geometric shape; diameter from 1.5 to 10.0 mm; with various glazes and shells (chocolate, caramel, etc.) To impart organoleptic characteristics; withstand intense mechanical stress; tolerate thermal effects (pasteurization; does not interact with either the encapsulated substance or the placed food substance; ensures complete safety of the encapsulated substance; has a long shelf life. There are many ways to obtain encapsulated functional products, but an important factor in choosing a production technology is the efficiency of the production process, ease of use, cost of the final product while maintaining all the necessary therapeutic, organoleptic, functional properties.

## ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ КАПСУЛ КАПЕЛЬНЫМ МЕТОДОМ

Какимов А.К.<sup>1а</sup>, докт. тех. наук, профессор, Майоров А.А.<sup>2б</sup>, докт. тех. наук, профессор  
Жумадилова Г.А.<sup>3с</sup>, Ph.D., Ташыбаева М.М.<sup>4д</sup>

1 – НАО Университет имени Шакарима города Семей, Казахстан, 071412, г. Семей, ул. Глинка, 20А

2 – ФГБНУ Федеральный Алтайский научный центр агробιοтехнологий, Россия, 656910, г.  
Барнаул, ул. Советской Армии, 66

E-mail: a – bibi.53@mail.ru; b – maiorov.alex@mail.ru; c – zhumadilovaga@mail.ru;  
d – marzhan06081990@gmail.com

### Аннотация

В этой статье показано оборудование для изготовления капсул капельным методом. Методы ручного извлечения капсул, ротационно-матричный метод, капельный метод. Сегодня широко

используется капельный метод, но этот процесс довольно трудоемкий и длительный, соответственно, менее эффективный и дорогостоящий. Капсулы: имеют сферическую геометрическую форму; диаметр от 1,5 до 10,0 мм; с различными глазурями и оболочками (шоколад, карамель и т.д.) Для придания органолептических показателей; выдерживают интенсивное механическое воздействие; переносят термическое воздействие (пастеризацию; не взаимодействует ни с капсулированным веществом, ни с помещаемой пищевой субстанцией; обеспечивает полную сохранность капсулированного вещества; имеет длительный срок хранения. Способов получения капсулированных функциональных продуктов существует множество, однако важным фактором при выборе техно-логии производства является эффективность производственного процесса, простота использования, себестоимость конечного продукта при сохранении всех необходимых лечебных, органолептических, функциональных свойств.

### ***Кіріспе***

Қазақстан Республикасының денсаулық сақтау саласын дамытудың «Денсаулық» 2020-2025 жылдарға арналған мемлекеттік бағдарламасына сәйкес сектораралық өзара іс-қимылды дамыту іс-шараларының біріне Қазақстан Республикасы халқының денсаулығын нығайту жатады деп айтылды [1].

Адамның асқазан-ішек жолында миллиардтаған микроорганизмдер бар, олардың рөлі иммунокомпетентті жасушаларды ынталандыру, иммунитетті сақтау, тағамды сіңіру, қоздырғыштар мен паразиттерден қорғаныс функциясы.

Қазіргі уақытта қалпына келтіретін және иммуностимуляциялық әсерге деген қажеттілік едәуір артты. Оларды өндіру үшін табиғи компоненттер қолданылады, олар ұзақ уақыт қолданылса да, адам ағзасында жағымсыз салдарлар тудырмайды. Экологиялық жағдайдың нашарлауы, созылмалы стресс, отырықшы өмір салты, теңгерімсіз тамақтану - бұл үнемі әсер ету кезінде дененің жалпы қарсыласуының төмендеуіне әкелетін факторлар. Нәтижесінде дененің жекелеген мүшелері мен жүйелерінің (тыныс алу, асқазан- ішек жолдары) аурушандығы жоғарылайды, гормоналды реттеу бұзылады, дененің иммунологиялық күштері төмендейді. Осыған байланысты иммундық тапшылықтың алдын-алу және емдеу үшін қолданылатын дәрілік өсімдіктерден алынған биологиялық қоспалар әсіресе танымал. Шөптік препараттар синтетикалық аналогтардан жұмсақ терапиялық әсерімен, сондай-ақ айқын жанама әсерлерінің болмауымен жақсы ерекшеленеді.

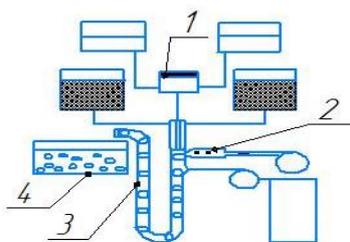
Биологиялық белсенді қоспаны капсулаға салу арқылы олардың тиімділігін жоғарлатуға болады. Капсулаға салынған биологиялық белсенді қоспа асқазанның қышқыл ортасынан қорғайды. Аш ішекте ыдырай отырып, қажетті пайдалы заттардың сіңімділігін жоғарлатады [2].

### ***Зерттеу материалдары мен әдістері***

Белгілі бір белгілері бар көп құрамды өнімдерді өндірудің негізгі проблемасы препараттың қауіпсіздігі мен тиімділігіне кепілдік беру болып табылады. Қазіргі уақытта қабыққа капсулалау препараттардың қасиеттерін үйлестірудің ең тиімді әдісі болып табылады. Капсулалау әдістері өндірістің, тамақ өнеркәсібінің және фармацевтиканың әртүрлі салаларында белсенді қолданылады.

Капсулалау (лат. capsula-қорапша) – тығыз заттың, түйіршіктердің, әртүрлі сұйықтықтардың ұсақ бөлшектерін белгіленген сипаттамалары бар (өткізгіштігі, балқыту температурасы, ерігіштігі және т.б.) берік қабыққа орналастыру. Фармацевтикада келесі капсулалау технологиялары бар: желатинді капсулалау (үлкен капсулалар – 5÷15 мм); микрокапсулалау (капсулалар - 10-1÷10-5 мм) [3].

Капсулаларды тамшылау әдісімен дайындауға арналған жабдық. "Interfarm Bussum" (Нидерланды) фирмасының тамшылатып капсула шығаратын автоматты жабдығы қарастырылды [4]. Сипаттамаға сәйкес, осы жабдықтың өнімділігі сағатына 100000 капсулаға жетеді. Осы жабдыққа капсула алудың схемалық диаграммасы 1-суретке сәйкес көрсетілген.

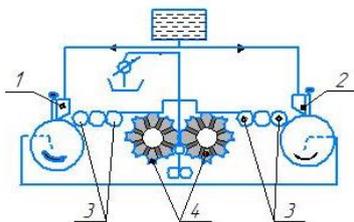


1– сурет – Капсулаларды тамшылатып алу схемасы: 1 – өлшеуіш құрылғы; 2 – концентрлік құбырлы саптама; 3 – капсулалы материал; 4 – айналым жүйесі

Капсулаларды ротациялық-матрицалық әдіспен дайындауға арналған автоматтар. Капсулаларды осы әдіспен алуға арналған жабдық "Leiner" (England); "Capsule Technology International" (Canada); "Scherer" (USA); "Pharmagel" (Italy) және т. б. көптеген шетелдік фирмаларда дайындалады [4].

Осы жабдықта алынған капсулалар әртүрлі формада болады. Сондай-ақ, бұл жабдық паста мен сұйық заттарды көп мөлшерде капсулалауға мүмкіндік береді. Өнімділік сағатына 18000-нан 92000 капсулаға дейін өзгереді [4].

"Leiner" (England) фирмасының қарастырылып отырған жабдықтарының жұмыс схемасы 2-суретке сәйкес келтірілген.



2- сурет – "Leiner" маркалы автоматта ротациялық-матрицалық әдіспен капсула алуға арналған жабдық жұмысының сызбасы: 1 – сыйымдылық-термостат; 2 – сыйымдылық-термостат; 3 – салқындатылатын біліктер; 4 – матрицалар

### ***Нәтижелері және оларды талқылау***

Қазіргі уақытта капсулаларды алуға арналған жабдықтарды талдау оларды жұмыс принципі мен жұмыс органдарының құрылымы бойынша салыстыруға мүмкіндік береді. Өрбір жабдықты жалпы бағалау жүргізілді, бағалау негізінде ең перспективалы құрылымдар анықталды. Кальций-алгинат гелін қолдану шикізаттың минималды шығынымен сапалы өнім алуды қамтамасыз етеді. Осылайша алынған капсулалар адам ағзасына максималды тиімділікпен енуіне мүмкіндік береді. Жүргізілген талдауға сүйене отырып, капсулаланған өнімді алу үшін "Interfarm Bussum" (Нидерланды) фирмасының тамшылатып капсула шығаратын автоматты жабдығы, "Leiner" маркалы авто-матта ротациялық-матрицалық әдіспен капсула алуға арналған жабдық басқа түрлерімен салыс-тырғанда бірқатар артықшылықтары бар тамшылау әдісін қолдану негізінде жабдықты әзірлеу неғұрлым перспективалы болып табылады деп қорытынды жасауға болады.

### ***Қорытынды***

Дәрі –дәрмектерді капсула түрінде тағайындаудың кең мүмкіндіктері олардың өндірісі мен тұтынылуының артуына себеп болды. Капсула препараттарының өсу қарқыны басқа дәрілік формалардың ұқсас көрсеткіштерінен едәуір асып түсті. Кальций-алгинат гелін қолдану қарастырылған әдістердің көптеген кемшіліктерін болдырмайды. Тамшылау технологиясын қолдану капсулаларды салыстырмалы түрде дұрыс пішінге ие болуға және өндіріс процесінде капсулалардың мөлшерін дәл бақылауға мүмкіндік береді. Сыртқы қабықтың арқасында капсула асқазанға жетеді, онда ол тез ериді және қанға сіңеді. Капсуланың қабығы ішекте еруі мүмкін, бұл оның құрамын асқазандағы тұз қышқылынан қорғауға және микроэлементтерді ішекке сіңіруге көмектеседі. Майда еритін витаминдер немесе май қышқылдарын қабылдау үшін қолайлы. Капсуладан заттардың ыдырауы және сіңуі әлдеқайда жылдам, бұл белгілі бір дәрі-дәрмектерді қабылдау кезінде маңызды болуы мүмкін. Капсуланың стандартты өлшемдері оны жұтуды жеңілдетеді. Қажет болса, капсуланы ашып, "толтыруды" алуға болады.

### **ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ**

1. Государственная программа развития здравоохранения Республики Казахстан «Денсаулық» на 2020 – 2025 годы. – <https://adilet.zan.kz/kaz/docs/P1900000982> [11.08.2022].
2. Муратбаев, А.М. Капсулаланған биологиялық белсенді қоспаларды қолданып өндірілген, тамақ өнімдерінің қауіпсіздігін қамтамасыз етудің тәжірибелік аспектілері : дисс. PhD – 6D073500. – Семей: Семей қаласының Шәкәрім атындағы университеті, 2021. – 9 с.
3. Жумадилова, Г.А. Исследование процесса инкапсулирования пробиотиков с целью создания оборудования: PhD – 6D072400. – Семей: ГУ имени Шакарима города Семей, 2020. – с. 14.
4. Оборудование производства медицинских капсул.– [https://studopedia.ru/8\\_131209\\_oborudovanie-proizvodstva-meditsinskih-kapsul.html](https://studopedia.ru/8_131209_oborudovanie-proizvodstva-meditsinskih-kapsul.html) 10.08.2022.

## ФАЗОВОЕ РАВНОВЕСИЕ ЖИДКОСТЬ-ПАР И ВЯЗКОСТЬ СМЕСИ СМАЗОЧНОГО МАСЛА ISO 22 С ХЛАДАГЕНТОМ R290

*Лапардин Н.И., канд. тех. наук, доцент  
Одесский национальный технологический университет, Украина, 65082,  
Одесса, ул. Дворянская, 1/3  
E-mail: lapardin2004@gmail.com*

### **Аннотация**

Фазовое равновесие жидкость-пар и вязкость смеси синтетического полиолэфирного смазочного масла ISO 22 и хладагента R290 были измерены в диапазоне температур от 233 до 373 К, при давлениях от 0,03 до 3,8 МПа и массовой концентрации масла от 0,3 до 0,9. Предложены корреляционные уравнения, которые с достаточной точностью описывают давление кипения и вязкость в указанном диапазоне температур и состава смеси.

## LIQUID-VAPOR EQUILIBRIUM AND VISCOSITY OF MIXTURE OF ISO 22 LUBRICATION OIL WITH REFRIGERANT R290

*Lapardin N.I., Cand. Tech. Sc., associate professor  
Odessa National University of Technology Ukraine, 65082, Odessa, Dvoryanskaya St., 1/3  
E-mail: lapardin2004@gmail.com*

### **Abstract**

Liquid-vapor phase equilibrium and viscosity of the mixture of the lubrication oil ISO22 with the refrigerant R290 have been measured over a temperature range from 233 to 373 K, a pressure range from 0,03 to 3,8 MPa, and a range of oil mass composition from 0,3 to 0,9. Correlation equations provided sufficiently accurate description of vapor pressure and viscosity in the indicated range of temperature and composition are proposed.

### **Введение**

Хладон R290 или пропан, относится к природным хладагентам, имеет нулевой озоноразрушающий потенциал и незначительный потенциал глобального потепления (ODP=0, GWP=3), а также низкую стоимость, так как входит в состав попутного газа нефтяных скважин. Пропан нетоксичен, хотя как горючий материал требует осторожного обращения. R290 применяется в промышленных холодильных установках, холодильных транспортных установках, небольших компрессорах для торговых установок, сплит-системах и мини тепловых насосах. Бытовые холодильники на пропане изготавливают в Германии, Китае, Бразилии, Аргентине, Индии, Турции и Чили. По оценкам создателей этой техники, холодильный коэффициент при использовании углеводородов практически такой же ( $\pm 1\%$ ), как при работе на R12. R290 получил широкое распространение в качестве заменителя ХФУ-хладагентов, так как при этом может использоваться та же электроизоляция, уплотняющие материалы, трубы, практически не изменяется процедура сервисного обслуживания. Более того температура нагнетания становится ниже, чем при работе на R22 или R502. Давление кипения R290, например, при  $-25^{\circ}\text{C}$  составляет 1,9 от давления R134a, 0,8 от давления R404A, в 3,5 раза выше давления R600a и почти равно давлению кипения R22 и R404A. В связи с этим температура кипения пропана при нормальных условиях почти равна температуре кипения R22. Таким образом, в холодильниках и кондиционерах конструкция испарителя, работающего на пропане, должна совпадать с конструкцией испарителя, работающего на R22 или R404A.

В наше время остаются актуальными задачи снижения заправки и сокращения эмиссии синтетических хладагентов, хранения, утилизации и замены синтетических хладагентов на природные, такие как R290. Настоящая работа продолжает исследования растворов масло/хладагент [1–4] и посвящена измерениям фазового равновесия жидкость-пар и вязкости смеси полиолэфирного смазочного масла ISO 22 и хладона R290. На основе полученных экспериментальных данных возможно составление аппроксимационных уравнений, позволяющих рассчитать давления кипения и коэффициент кинематической вязкости изучаемой смеси.

### Экспериментальные измерения и результаты

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 R290, представленному в базе данных REFPROP [5], 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.

Вязкость измерялась методом капилляра. Истечение потока жидкости через капилляр происходило под действием небольшого перепада давления. В опытах измерялись 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 [6–7].

При измерениях фазового равновесия жидкость–пар исследуемой смеси массив P-T-x данных получен в диапазоне температур 233...373 К при давлениях от 0,03 до 3,8 МПа и массовой доли масла 0,3...0,9. Экспериментальные измерения вязкости проведены в области температур от 233 до 373 К и массовой доли масла от 30% до 90%. В табл. 1 и 2 приведены результаты экспериментальных измерений давления кипения  $P$  и вязкости  $\nu$  смеси смазочного масла ISO 22 и хладона R290 при различных значениях массовой доли масла  $x$  и температуры  $T$ .

Таблица 1 – Экспериментальные значения давления кипения смеси смазочного масла ISO 22 и хладона R290

T, К	P, МПа				
	x=0,298	x=0,501	x=0,704	x=0,797	x=0,903
233,15	0,094	0,078	0,056	0,043	0,025
253,15	0,207	0,171	0,123	0,094	0,055
273,15	0,401	0,332	0,24	0,182	0,106
293,15	0,707	0,586	0,423	0,32	0,187
313,15	1,157	0,959	0,692	0,525	0,305
333,15	1,789	1,482	1,069	0,811	0,472
353,15	2,646	2,192	1,581	1,199	0,698
373,15	3,809	3,156	2,277	1,727	1,005

В качестве графической иллюстрации полученных данных на рисунках 1, 2 и 3 показаны диаграммы давление кипения–состав, давление кипения–температура и вязкость–температура. Отметим, что для отображения изобар на диаграмме вязкость–температура, приведенной на рисунке 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 смазочного масла ISO 22 и хладона R290

T, К	$\nu, 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$				
	x=0,299	x=0,497	x=0,698	x=0,803	x=0,904
233,15	2,08	11,8	101	352	1291
253,15	1,24	5,00	27,7	77,1	225
273,15	0,927	3,05	12,3	27,6	64,6
293,15	0,726	2,03	6,34	12,4	23,1
313,15	0,565	1,38	3,72	6,34	10,8
333,15	0,456	1,03	2,48	3,88	6,07
353,15	0,388	0,820	1,82	2,72	4,06
373,15	0,337	0,681	1,39	1,99	2,84

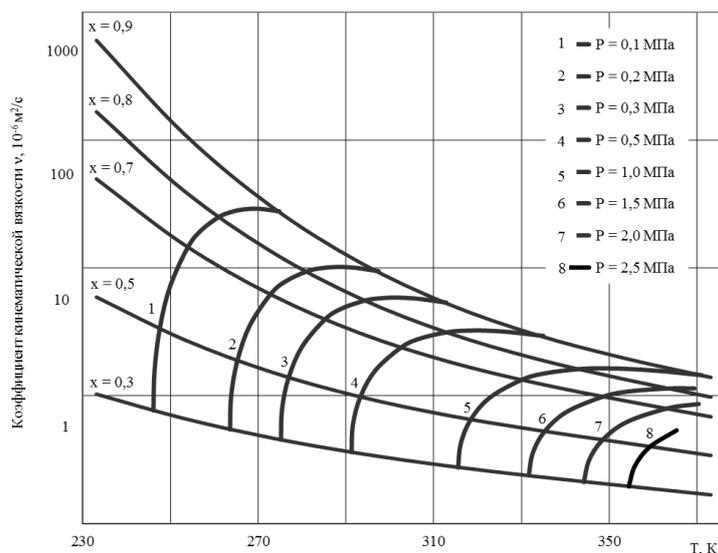


Рисунок 1 – Вязкость смеси смазочного масла ISO 22 и хладона R290

### Корреляционные зависимости

Приведенные ниже корреляционные уравнения получены аппроксимацией наших экспериментальных данных. Они позволяют рассчитать давление кипения и вязкость смеси смазочного масла ISO 22 и хладона R290 в указанных выше пределах диапазона температур и интервала массовой концентрации масла.

$$p = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^2 a_{ij} \cdot (t/100)^i \cdot x^j \quad (1)$$

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

где  $P$  – давление кипения в МПа;  $t$  – температура в °С,  $x$  – массовая доля масла,  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости,  $10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $a_{ij}$ ,  $c_{ij}$  – коэффициенты полиномов, значения которых приведены в таблице 3.

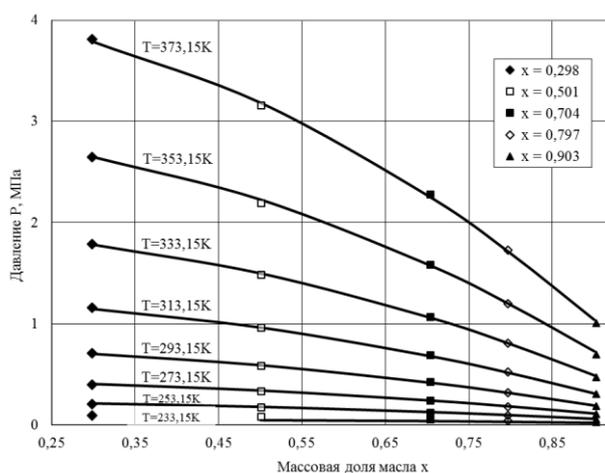


Рисунок 2 – Диаграмма P–x смеси смазочного масла ISO 22 и хладона R290

Таблица 3 – Коэффициенты уравнений (1) и (2) для смеси смазочного масла ISO 22 и хладагона R290

значения $a_{ij}$				
$j \setminus i$	0	1	2	3
0	0,43620	1,27778	1,45279	0,93291
1	1,34759	0,04954	0,04349	0,03359
2	-0,41665	-1,23294	-1,38911	-0,89493
значения $c_{ij}$				
$j \setminus i$	0	1	2	3
0	-0,64190	-0,35283	-0,13233	0,19047
1	1,70162	-0,43035	1,58604	-1,32316
2	1,10205	-2,15165	0,49398	0,55790

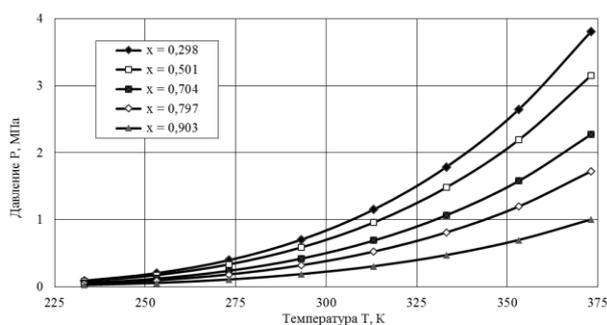


Рисунок 3 – Давление кипения смеси смазочного масла ISO 22 и хладагона R290

Расхождения между полученными экспериментальными данными о давлении кипения смеси смазочного масла ISO 22 и хладагона R290, а также ее вязкости, и рассчитанными по уравнениям (1) и (2) величинами показаны на рисунке 4 и рисунке 5.

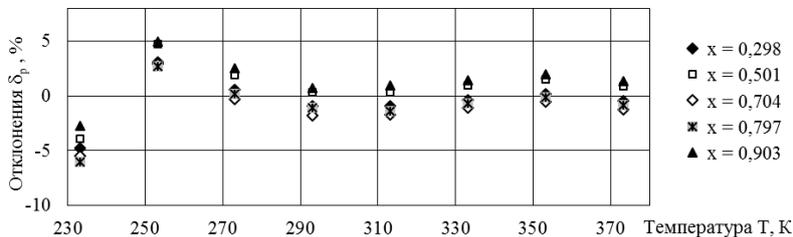


Рисунок 4 – Отклонения рассчитанных по уравнению (1) значений от экспериментальных данных по давлению кипения смеси смазочного масла ISO 22 и хладагона R290

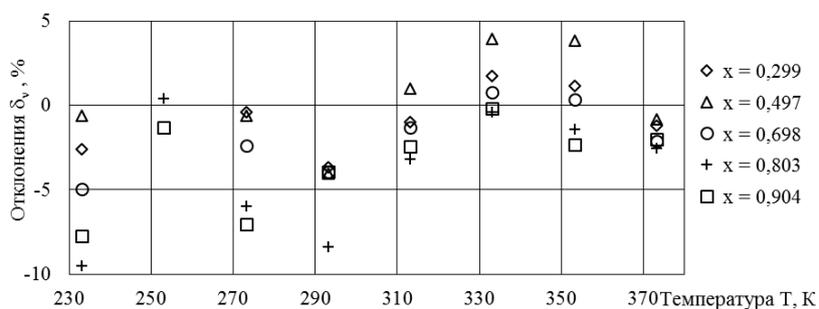


Рисунок 5 – Отклонения рассчитанных по уравнению (2) значений от экспериментальных данных по вязкости смеси смазочного масла ISO 22 и хладагона R290

### Заключение

Проведены экспериментальные измерения давления кипения и вязкости смеси смазочного масла ISO 22 и хладагона R290 в области температур от 233 до 373 К, при давлениях до 3,8 МПа и массовой

концентрации масла от 30% до 90%. Аппроксимация экспериментальных данных по давлению кипения смеси, как функции температуры и ее массового состава, уравнением (1) проведена со среднеквадратичной погрешностью 2,4% при максимальном отклонении 6,0%. Температурная и концентрационная зависимость коэффициента кинематической вязкости смеси хладагента R290 со смазочным маслом ISO 22 описана уравнением (2) со среднеквадратичным отклонением 4,1%, а максимальная погрешность составила 9,5%. Расчеты давления кипения и вязкости исследуемой смеси с точностью, удовлетворяющей инженерную практику, позволяют проводить приведенные выше корреляционные зависимости.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Геллер, В.З. Исследование растворимости и вязкости смеси компрессорного масла ISO 46 с хладагентом 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. – <http://conference.nuos.edu.ua/catalog>.
2. Лапардин, Н.И. Равновесие жидкость-пар и вязкость смеси смазочного масла ISO 170 с хладагентом R407C [Электронный ресурс] / Н.И. Лапардин, В.З. Геллер // Вестн. Новгород. гос. ун-та. – Новгород, 2013. – №73, т. 2. – С. 24–27. – <http://www.novsu.ru/file/1082810>.
3. Геллер, В.З. Вязкость и давление кипения смеси смазочного масла ISO 15 и хладагента R410A / В.З. Геллер, Н.И. Лапардин // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали VII Міжнародної науково-технічної конф., Миколаїв, 12-14 жовтня 2016 р. / Національний ун-т кораблебудування. – Миколаїв, 2016. – С. 188–190.
4. Лапардин, Н. И. Давление кипения и вязкость смеси синтетического масла ISO 22 и хладагента R134a / Н. И. Лапардин // Казахстан – Холод 2019 : сб. докл. Междунар. науч.-техн. конф., Алматы, 20–21 февр. 2019 г. / Алмат. технол. ун-т. – Алматы, 2019. – С. 104–110. – <https://card-file.onaft.edu.ua/handle/123456789/16553>.
5. 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.
6. 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.
7. Viscosity of HFC32 and HFC32 /lubricant mixtures [Text] / V. Z. Geller, M. E. Paulaitis, B. Bivens, A. Yokozeki, In Proceedings of the 12th Symposium on Thermophysical Properties, Boulder, CO, June 1994, P. 477–486.

УДК 664.723.047.46:621.315.004.4

#### EXPERIMENTAL STUDY OF THE KINETICS OF MICROWAVE AND MICROWAVE-CONVECTIVE DRYING OF GRAIN CROPS IN A FIXED BED

*Boshkova I.L.<sup>a</sup>, Doct. Tech. Sc., professor, Volgusheva N.V.<sup>b</sup>,  
Cand. Tech. Sc., associate professor, Bondarenko O. S.<sup>c</sup>*

*Odessa National Technological University, Ukraine, 65182, Odessa, Dvoranskaya 1/3  
E-mail: a – [boshkova.irina@gmail.com](mailto:boshkova.irina@gmail.com); b – [natvolgusheva@gmail.com](mailto:natvolgusheva@gmail.com);  
c – [kisyna.vitya11@gmail.com](mailto:kisyna.vitya11@gmail.com)*

#### Abstract

Drying of grains of buckwheat, barley, oats and wheat was studied to obtain the main characteristics of the process, depending on the input power, the method of organizing the layer of material, the duration of processing, the properties of bulk material. Generalization of data on microwave drying in the form of empirical dependences has been carried out. Rational regimes are proposed in which microwave heating alternates with convective heating.

# ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕТИКИ МИКРОВОЛНОВОЙ И МИКРОВОЛНОВО-КОНВЕКТИВНОЙ СУШКИ ЗЕРНОВЫХ КУЛЬТУР В НЕПОДВИЖНОМ СЛОЕ

Бошкова И. Л.<sup>а</sup>, докт. тех. наук, профессор, Волгушева Н. В.<sup>б</sup>,  
канд. тех. наук, доцент Богдаренко О. С.<sup>с</sup>

Одесский национальный технологический университет, Украина, 65082,  
Одесса, Дворянская 1/3

E-mail: a – boshkova.irina@gmail.com; b – natvolgusheva@gmail.com;  
c – kisyana.vitya11@gmail.com

## Аннотация

Исследовалась сушка зерна гречихи, ячменя, овса и пшеницы для получения основных характеристик процесса в зависимости от подведенной мощности, способа организации слоя материала, продолжительности обработки, свойств сыпучего материала. Проведено обобщение данных по микроволновой сушке в виде эмпирических зависимостей. Предложены рациональные режимы, при которых микроволновой нагрев чередуется с конвективным.

Convective dryers are the most common for grain drying currently. They have a series of significant disadvantages. However, we can eliminate the disadvantages using microwave-convective heat supply [1, 2]. We obtained convincing evidence of applicability of microwave technology and feasibility of development of microwave dryers. Peculiarities of conversion of microwave energy into thermal energy provide the advantages of microwave drying [3].

The aim of the work was to study new energy-saving technologies that use the microwave energy supply method for drying dispersed materials, in particular, grain products. The greatest attention is paid to the study of the kinetics of drying grains of buckwheat, wheat, oats and barley in order to obtain the main characteristics of the process depending on the input power, the method of organizing the material layer, the duration of processing, and the properties of the bulk material.

The drying of grains of buckwheat, barley, oats and wheat was studied.

We developed and manufactured the experimental plant to study the microwave-convective drying of a dense stationary layer of grain material. Fig. 1 shows the scheme of the plant.

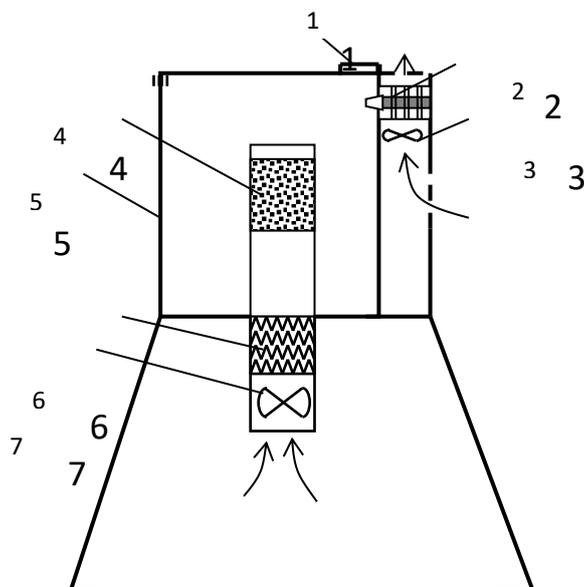


Figure 1 – The scheme of the plant for studying the kinetics of drying grain materials by microwave and convective heating: 1 – door, 2 – magnetron, 3 – magnetron cooling fan, 4 – experimental cell with research material, 5 – working chamber, 6 – electric heater, 7 – fan

The plant provides research in microwave, microwave-convective and convective drying. There is an air duct made of radio transparent material inside the working chamber. We placed a cell made in the shape of

a parallelepiped of radio transparent mesh material in it. We poured the required amount of grain into the experimental cell. The dimensions of the cell strictly corresponded to the dimensions of the air duct, so there were no side overflows when the material was blown with air. The gate installed in front of the working chamber adjusted the air flow.

The initial moisture content of the grain varied from 20% to 43%, the initial temperature – from 17 to 26 °C, weight – from 0.05 to 1.2 kg, layer thickness – from 0.008 to 0.07 m, the sample surface area open for removal moisture – from  $8 \cdot 10^{-3}$  to  $94 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$ , magnetron power from 80 to 800 W, in this case, the useful power under the experimental conditions was about 10–250 W.

It has been found that with increasing mass, the amount of energy absorbed by the sample and, accordingly, the efficiency of the chamber increase. The heat loss in the cell, which is due to radiant heat exchange between the material and the chamber walls and convective heat exchange with air, increases with an increase in the mass and area of the sample permeable to the resulting vapor.

The experiments were carried out at a constant output power of the magnetron  $N_{\text{out}} = 180 \text{ W}$  and in a cell with a constant base diameter. It can be seen that the drying rate of all cultures decreases with increasing mass of the samples. For oats on small masses (less than 150 g), the drying rate was the highest, after which it decreased to a level corresponding to other crops. The explanation for this phenomenon may lie in the significant effect of the layer thickness at low loads. Based on the results of our studies, it was concluded that there is a minimum layer thickness at which the ratio between the thermal resistance of heat transfer from the surface and the thermal conductivity of the layer becomes decisive. Due to differences in the density and porosity of the layers of the studied cereals, the thickness of these layers was different. With a mass of 100 g, the thickness of the layer of oats was 35 mm, barley – 30 mm, wheat – 23 mm, buckwheat – 22 mm. bulk density of oats is  $530 \text{ kg/m}^3$ , barley –  $620 \text{ kg/m}^3$ , wheat –  $800 \text{ kg/m}^3$ , buckwheat –  $840 \text{ kg/m}^3$ . Thus, an increase in the layer thickness at a fixed mass of samples leads to a corresponding increase in the drying rate, which is explained by an increase in heat-insulating properties. With an increase in weight above 200 g, the differences in drying rates for the studied cereals significantly decreased.

The data for all studied materials can be generalized as a dependence of the drying rate on the reduced heat flux (Fig. 1), i.e. the ratio of the useful heat flux (the amount of heat spent on heating the material and evaporating moisture from it) to the mass of the sample  $q_m = \frac{Q_u}{m}$ , W/kg.

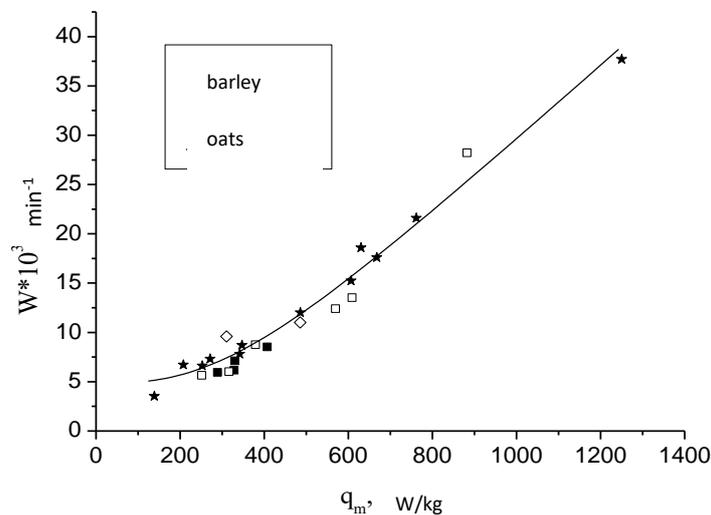


Figure 2 – Dependence of the grain drying rate on the useful heat flux

To calculate the useful heat flow, it is convenient to use a formula that takes into account the electricity consumed from the power  $P$ , efficiency of the microwave chamber  $\eta_c$  and magnetron efficiency  $\eta_m$ .

$$Q_u = P \cdot \eta_c \cdot \eta_m, \text{ W} \quad (1)$$

To calculate the average grain temperature  $\bar{t}_1$  in the period of constant drying rate (the first period), the dependence obtained from the results of experimental studies is recommended:

$$t_1 = 13.22 \cdot (q_m)^{0.28} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2)$$

Dependencies (1, 2) are valid for  $200 \leq q_m \leq 1285$  W/kg with an error of  $\pm 15\%$  and  $\pm 13\%$ .

According to the results of our research, the speed of microwave drying in the absence of grain overheating is  $(5-37) \cdot 10^{-3} \text{ min}^{-1}$ , which significantly exceeds the values obtained with other methods of heat supply. So, for grain, the rate of conductive drying was  $1.6 \cdot 10^{-4} \text{ min}^{-1}$  [4], conductive-convective – up to  $1 \cdot 10^{-3} \text{ min}^{-1}$  [5], the maximum speed of convective drying of wheat is up to  $9 \cdot 10^{-4} \text{ min}^{-1}$  [6]. The ability to significantly intensify the process indicates the promise of using a microwave field for drying cereals.

In the process of microwave drying of grain crops in a fixed layer, there are 3 periods: warming up (zero), in which the moisture content will slightly decrease, and the temperature will increase; constant drying rate, in which the moisture content decreases according to a linear law, and the material temperatures and drying rate are unchanged (first); decreasing drying rate (second), in which the moisture content and drying rate decrease exponentially, and the temperature increases. Drying of cereals in the range of moisture content interesting for practice (0.2–0.14 kg/kg) proceeds in the first period.

The rate of microwave drying in the first period increases with an increase in the power of the magnetron, a decrease in the mass of the material in the microwave chamber, and an increase in the surface area of the material permeable to vapor. The rational thickness of the layer is 0.016 – 0.066 m. The initial moisture content of the material in the studied range (0.43 – 0.2 kg/kg) has practically no effect on the drying rate. Due to the volumetric absorption of microwave energy by the material, the speed of microwave drying is an order of magnitude higher than the speed of conductive and convective drying. The temperature of the material and the drying rate can be calculated using formulas that are valid for all the studied crops (wheat, barley, oats, buckwheat).

The speed of microwave-convective drying, in addition to the factors listed above, is affected by the temperature and speed of the drying agent blown through the bed. With cyclic microwave-convective heat supply, the drying rate also depends on the duration and number of cycles. Rational are the modes in which, during microwave heating, the temperature of the material is brought to the maximum, after which it begins to blow. With cyclic energy supply, the drying rate is lower than with pure microwave. However, the cyclic supply of energy makes it possible to provide the necessary temperature conditions in the layer, the absence of overheating, and also energy savings. Thus, during cyclic drying of wheat, one of the modes close to optimal has the following characteristics: the number of cycles is 3, moisture removal during the heating period is 22% of the total, during the blowing period – 78%, the drying rate is  $1.1 \cdot 10^{-4} \text{ s}^{-1}$ , the specific energy consumption per 1 kg of evaporated moisture is 32% lower than with microwave drying. With the simultaneous supply of microwave energy and air blowing through the layer, the drying rate is 30–40% higher than in the absence of blowing.

### **Conclusions**

The rate of microwave drying in the first period increases with an increase in the power of the magnetron, a decrease in the mass of the material in the microwave chamber, and an increase in the surface area of the material permeable to vapor. The rational thickness of the layer is 0.016 – 0.066 m. The initial moisture content of the material in the studied range (0.43 – 0.2 kg/kg) has practically no effect on the drying rate.

The speed of microwave-convective drying, in addition to the factors listed above, is affected by the temperature and speed of the drying agent blown through the bed. With cyclic microwave-convective heat supply, the drying rate also depends on the duration and number of cycles. Rational are the modes in which, during microwave heating, the temperature of the material is brought to the maximum, after which it begins to blow.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Therdthai, N. Characterization of microwave vacuum drying and hot air drying of mint leaves (*Mentha cordifolia* Opiz ex Fresen) / N. Therdthai, W. Zhou // *Journal Food Engineering*. – 2009. – Vol. 91. – P. 482–489.
2. Souraki B. A. Experimental and theoretical investigation of drying behavior of garlic in an inert medium fluidized bed assisted by microwave / B.A. Souraki, D. Mowla // *Journal Food Engineering*. – 2008. – Vol. 88. – P. 438–449.
3. Acierno, D. Heat transfer phenomena during processing materials with microwave energy / D. Acierno, A. A.Barba, M. d'Amore // *Heat and Mass Transfer*. – 2004. – Vol. 40, Issue 5. – P. 413–420.
4. Календерьян, В. А. Теплообмен при сушке дисперсных материалов в плотном слое / В. А. Календерьян, В. В. Корнараки, А. Л. Кислицина // *Тепломассообмен ММФ-96 т. VIII, «Тепломассообмен в процессах сушки»*. – 1996. – С. 110–114.

5. Календерьян, В. А. Математическая модель процесса сушки дисперсных материалов в движущемся плотном слое при комбинированном подводе теплоты / В. А. Календерьян, Н. В. Волгушева // Придніпровський науковий вісник. – 1998. – №108 (175). – С. 11–16.

6. Ауэрман, Л. Я. СВЧ-конвективная сушка зерна пшеницы / Л. Я. Ауэрман, Ю. К. Губиев, Э. Г. Пруидзе // Известия вузов, Пищевая технология. – №3. – 1984. – С. 54–57.

УДК 66.061.34

## ВОЗМОЖНОСТИ УТОЧНЕНИЯ МОДЕЛЕЙ МАССО- И ТЕПЛОПЕРЕНОСА В КАПИЛЛЯРНО-ПОРИСТЫХ СРЕДАХ

*Алексеев Г.В.<sup>1а</sup>, докт. тех. наук, профессор Егорова О.А.<sup>1б</sup> Шанин В.А.<sup>1с</sup>*

*Исрафилов И.Х.<sup>2д</sup>, докт. тех. наук, профессор Гайсин И.А.<sup>2е</sup>, канд. тех. наук*

*1 – Университет ИТМО, Россия, 197101, г. Санкт-Петербург, Кронверкский проспект, д.49*

*2 – Набережночелнинский институт ФГАОУ ВО К(П)ФУ, Россия, 423812,*

*г. Набережные Челны, пр. Мира, д. 68/19*

*E-mail: a – gva2003gennady@yandex.ru; b – olg.egorovaolga@yandex.ru; c – shanin.vyac@yandex.ru; d – irmaris@yandex.ru; e – azapirin123z@yandex.ru*

### Аннотация

Эффективность экстракции определяется процессами массо- и теплообмена в системе жидкость-твердое тело. Для определения оптимальных условий процесса экстрагирования необходимо составить математическую модель, достоверно описывающую процессы массо- и теплообмена. В нашем исследовании получены уравнения массо- и теплообмена, происходящего в процессе экстрагирования. Они позволяют численно определить параметры процесса и описать доли сопротивления внешнего массопереноса гораздо проще, чем при других методах расчета. Дальнейшее развитие изложенных идей приводит к новому содержанию понятий кинетических коэффициентов массо- и теплопередачи. Для подтверждения точности метода расчета были рассчитаны доли сопротивления внешнего массопереноса при экстракции соевого масла экстракционным бензином и дихлорэтаном. Описанный метод расчета особенностей процесса экстракции может быть использован при проектировании экстракционного оборудования, разработке технологии и технологической характеристики процесса. С учетом выявленных особенностей системы можно свести решение к конкретному виду и математически описать конкретный массо- и теплообменный процесс. Это позволяет определить оптимальные условия и повысить эффективность процесса экстрагирования.

## POSSIBILITIES OF REFINING THE MODELS OF MASS AND HEAT TRANSFER IN CAPILLARY-POROUS MEDIA

*Alekseev G.V.<sup>1a</sup>, Doct. Tech. Sc., professor Egorova O.A.<sup>1b</sup> Shanin V.A.<sup>1c</sup>*

*Israfilov I.H.<sup>2d</sup>, Doct. Tech. Sc., professor Gaisin I.A.<sup>2e</sup>, Cand. Tech. Sc.*

*1 – University ITMO, Russia, 197101, St. Petersburg, Kronverksky Pr. 49*

*2 – Kazan Federal University – Naberezhnye Chelny Institute, Russia, 423812, 68/19 Mir Ave*

*E-mail: a – gva2003gennady@yandex.ru; b – olg.egorovaolga@yandex.ru; c – shanin.vyac@yandex.ru; d – irmaris@yandex.ru; e – azapirin123z@yandex.ru*

### Abstract

Extraction efficiency is determined by mass and heat transfer processes in the liquid-solid system. In order to determine the optimal conditions for the extracting process, it is necessary to make up a mathematical model which reliably describes mass and heat exchange processes. In our study there are equations of mass and heat transfer, which occur during extracting process. They allow to determine numerically the process parameters and describe the resistance shares of external mass transfer much easier than in other methods of calculation. Further development of the outlined ideas leads to a new content of the concepts of kinetic coefficients of mass and heat transfer. To prove the accuracy of the calculation method, the share of external mass transfer resistance was calculated when extracting soybean oil with extraction gasoline and dichloroethane. The described calculation method for extracting process features may be used for

designing extraction equipment, technology development and technological characterizing of process. Taking into account the identified system features, it is possible to reduce the solution to a particular form and mathematically describe a specific mass and heat exchange process. This makes it possible to determine the optimal conditions and increase the efficiency of the extracting process.

### **Введение**

Эффективное использование природных ресурсов и глубокая переработка пищевого сырья неизбежно ориентируют современные тенденции развития оборудования и технологий для пищевой и биотехнологической промышленности на ряд исследованных и смоделированных процессов. Экстракционный процесс – один из них. Он позволяет перерабатывать постпотребительское пищевое сырье и извлекать из него ценные кормовые вещества. Такие как пектин и инулин. Правильный выбор экстрагентов и поиск эффективных способов обработки невозможен без адекватных математических моделей, поддерживающих этот важный этап переработки пищевого сырья. При этом ключевую роль играют явления переноса вещества и энергии при фазово-переходной экстракции. Несмотря на то, что математическое моделирование тепло- и массопереноса в пористых средах изучается уже несколько лет, используемые математические подходы и допущения во многих случаях могут быть уточнены. Большинство опубликованных теоретических работ основаны на предположениях относительно жидкой фазы, которая находится в маятниковом или фуникулярном состоянии. Поэтому необходимо разработать методы определения таких характеристик системы, как коэффициенты внутреннего массо- и теплообмена, с помощью которых можно сформулировать уравнения, описывающие процесс экстракции [1].

### **Объекты и методы исследования**

Классическая система уравнений, основанная на действии трех потенциалов – температуры  $T$ , массосодержания  $\theta$  и нерелаксированного давления паров  $p_1$ , для капиллярно-пористых тел записывается, как известно, следующим образом [1]:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = k_{11} \nabla^2 T + k_{12} \nabla^2 \theta + k_{13} \nabla^2 p_1 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = k_{21} \nabla^2 T + k_{22} \nabla^2 \theta + k_{23} \nabla^2 p_1 \quad (2)$$

$$\frac{\partial p_1}{\partial \tau} = k_{31} \nabla^2 T + k_{32} \nabla^2 \theta + k_{33} \nabla^2 p_1 \quad (3)$$

В этих уравнениях

$$k_{11} = a_q + a_m \delta_\theta \xi r \frac{c_m}{c_q}; \quad k_{12} = a_m \xi r \frac{c_m}{c_q}; \quad k_{13} = a_m \delta_p \xi r \frac{c_m}{c_q} \quad (4)$$

$$k_{21} = a_m \delta_\theta; \quad k_{22} = a_m; \quad k_{23} = a_m \delta_p \quad (5)$$

$$k_{31} = \frac{-\xi c_m}{c_b} a_m \delta_\theta; \quad k_{32} = \frac{-\xi c_m}{c_b} a_m; \quad k_{33} = a_p - \frac{\xi c_m}{c_b} a_m \quad (6)$$

где  $a_q$  – коэффициент температуропроводности;  $a_m$  – коэффициент потенциалопроводности вещества;  $\delta_\theta$  – коэффициент термовлагопроводимости, или термоградиентный коэффициент;  $\xi$  – коэффициент фазового превращения;  $r$  – теплота фазового перехода;  $c_m$  – изотермическая массоемкость;  $c_q$  – изобарная теплоемкость;  $\delta_p$  – бароградиентный коэффициент;  $c_b$  – коэффициент, характеризующий емкость капиллярно-пористого тела по отношению к влажному воздуху процессе молярного движения парогазовой смеси;  $a_p$  – коэффициент конвективной фильтрационной диффузии парогазовой смеси.

В качестве важнейшего свойства этой системы отметим ее полипотенциальность (трехпотенциальность), отражающую влияние каждого потенциала на развитие собственного поля и полей других потенциалов. Кинетические коэффициенты переноса  $k(k_{11}, k_{12}$  и т.д.) при соответствующих потенциалах являются характеристиками влияния данного явления на другое. Например, в уравнении (1) коэффициент  $k_{12}$  при потенциале  $\theta$  характеризует в виде отдельного члена  $k_{12}\nabla^2\theta$  влияние массопроводности на теплопроводность, а коэффициент  $k_{23}$  при потенциале  $p_1$  в уравнении (2) – влияние потока массы в результате фильтрации пара на массопроводность и т. д. При увеличении числа потенциалов будет соответственно увеличиваться число членов в каждом уравнении и число самих уравнений. Такой подход методологически оправдан для сложных процессов с точки зрения изучения их механизма, особенно при подобном преобразовании.

Несмотря на то, что математическое моделирование тепломассопереноса в пористых средах изучалось, используемые математические подходы и допущения во многих случаях остаются без проверки. Большинство опубликованных теоретических работ основаны на предположениях, касающихся жидкой фазы, которая находится в маятниковом или фуникулярном состоянии [1–7].

Коэффициент массопереноса примем:

$$K_m = \frac{1}{\frac{l}{n_\varphi L_m \left(1 + \sum_{v=2}^{v=n} \gamma_{vm}\right)} + \frac{\delta}{D} + \frac{1}{\beta}}, \quad (7)$$

Коэффициент теплопереноса:

$$K_t = \frac{1}{\frac{l}{n_T L_T \left(1 + \sum_{\pi=2}^{\pi=n} \gamma_{\pi T}\right)} + \frac{\delta}{D} + \frac{1}{\alpha}}. \quad (8)$$

Уравнения (7) и (8) описывают соответственно три этапа массо- и теплопереноса: изнутри твердого тела к его поверхности, через пограничный слой и от пограничного слоя в ядро потока. В эксперименте можно создать условия, когда  $\delta \rightarrow 0$  и  $\beta \rightarrow \infty$ ,  $\alpha \rightarrow \infty$ , и из выражений (7) и (8) получить

$$\sum_{v=2}^{v=n} \gamma_{vm} = \frac{K_m l}{n_\varphi L_m} - 1; \quad (9)$$

$$\sum_{\pi=2}^{\pi=n} \gamma_{\pi T} = \frac{K_T l}{n_T L_T} - 1. \quad (10)$$

Различные значения сумм потоков соответствуют следующим механизмам протекания процессов:

$\sum_{v=2}^{v=n} \gamma_{vm} < 0$  – внутренний массоперенос с механизмом базового потока осложнен внешним диффузионным массопереносом ( $\delta \neq 0, \beta \neq \infty$ ). Доля сопротивления внешнего массопереноса равна численному значению  $\sum \gamma_{vm}$ ;

$\sum_{v=2}^{v=n} \gamma_{vm} = 0$  – внутренний массоперенос протекает только с механизмом базового потока;

$\sum_{v=2}^{v=n} \gamma_{vm} > 0$  – механизм внутреннего массопереноса по базовому потоку нарушен в сторону его интенсификации при  $\delta = 0$ ,  $\beta = \infty$ . Например, молекулярная диффузия внутри твердого тела частично заменена турбулентной;

$\sum_{v=2}^{v=n} \gamma_{vm} = \infty$  – механизм внутреннего массопереноса по базовому потоку заменен механизмом бесконечно более интенсивным по сравнению с базовым при нарушен в сторону его интенсификации при  $\delta = 0$ .

### Результаты и их обсуждение

Внутренняя теплопроводность полностью заменена фильтрационным потоком под действием внешних сил. По аналогии можно проинтегрировать и различные значения сумм потоков теплоты  $\sum \gamma_{vm}$

Проиллюстрируем сказанное конкретным примером, основанным на эксперименте, в котором проводилось изотермическое экстрагирование пектина из частиц полученных после измельчения с различными эквивалентными диаметрами по методике, позволяющей определить истинные значения коэффициентов  $K_m$  и  $L_m = D_b$ , где  $D_b$  – коэффициент внутренней молекулярной диффузии [8, 9]. Для рассматриваемого случая  $n_\varphi = 5,88$  [3].

Сравнение доли сопротивления внешнего массопереноса в процентах в общем сопротивлении, определенной по ранее предложенному методу [5] и по величине  $\sum_{v=2}^{v=n} \gamma_{vm}$ , представлено в таблице 1.

Результаты одни и те же, однако формула (9) много проще предложенного ранее алгоритма расчета и, кроме того, не требует знания  $\delta$ ,  $D$ ,  $\beta$ .

При анализе теплопереноса нет необходимости знать соответственно  $\delta$ ,  $\lambda_\delta$  и  $\alpha$ . Это, конечно, значительно упрощает анализ механизма процесса.

Таблица 1 – Сравнение процентного соотношения сопротивления внешнего массопереноса в общем сопротивлении

Эквивалентный диаметр, мм	Доля сопротивления внешнего массопереноса, %			
	Раствор этилового спирта		Уксусная кислота	
	По данным работы [5]	По величине $\sum_{v=2}^{v=n} \gamma_{vm}$	По данным работы [5]	По величине $\sum_{v=2}^{v=n} \gamma_{vm}$
0,35	14,4	14,3	27,0	27,5
0,45	31,5	31,6	28,0	27,9
0,55	34,7	34,6	34,6	34,9
0,65	23,8	23,7	27,6	27,7

Для наглядности представим получившиеся результаты в виде графиков (рис. 1, 2).

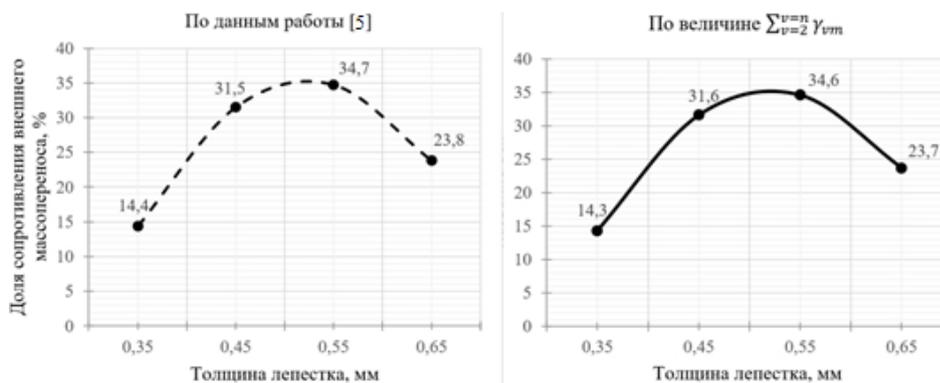


Рисунок 1 – Изменение доли сопротивления внешнего массопереноса при экстрагировании экстракционным бензином

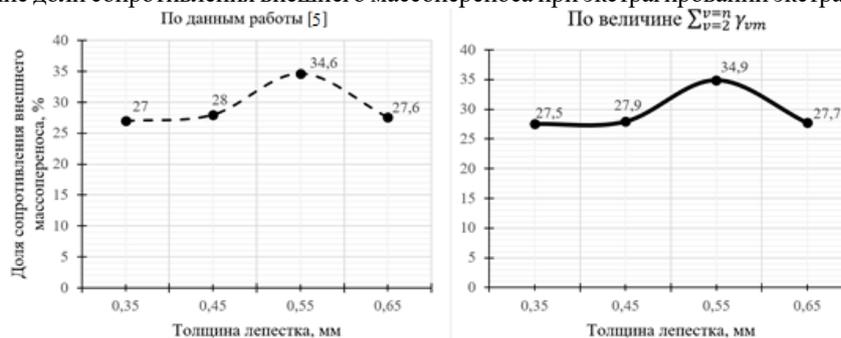


Рисунок 2 – Изменение доли сопротивления внешнего массопереноса при экстрагировании этиловым спиртом

Если за базовый поток массопереноса принять поток влагопроводностью, а за базовый поток теплопереноса – теплопроводностью, то можно соответственно получить:

$$q_u = -a_u(1 + Pn_{Tu} + Pn_{pu} + Pn_{p_2u} + \dots)\nabla_U \quad (11)$$

$$q_T = -\lambda(1 + Pn_{uT} + Pn_{TT} + Pn_{p_1T} + Pn_{p_2T} + \dots)\nabla T \quad (12)$$

$Pn_{Tu} = \delta_{Tu} \frac{\Delta T}{\Delta u}$  – массообменный критерий Поснова, характеризующий перепад влагосодержания, вызванный разностью температуры (общепринятый критерий Поснова);

$Pn_{pu} = \frac{K_{p_1} \Delta p_1}{a_u \Delta u} = \delta_{p_1} \frac{\Delta T}{\Delta u}$  – массообменный критерий Поснова, характеризующий перепад влагосодержания, вызванный разностью нерелаксированного давления паров;

$Pn_{p_2u} = \frac{K_{p_2} \Delta p_2}{a_u \Delta u} = \delta_{p_2} \frac{\Delta T}{\Delta u}$  – массообменный критерий Поснова, характеризующий перепад влагосодержания, вызванный разностью гидродинамического давления;

$Pn_{uT} = \frac{i_u a_u \Delta u}{\lambda \Delta T} = \delta_{uT} \frac{\Delta u}{\Delta T}$  – теплообменный критерий Поснова, характеризующий перепад температуры, вызванный разностью влагосодержания;  $i_T K_{p_1} \Delta p_1$ ;

$Pn_{TT} = \frac{i_T a_u \delta_{Tu}}{\lambda} = \delta_{TT}$  – теплообменный критерий Поснова, характеризующий соотношение между потоком теплоты с влагой, переносимой термовлагопроводностью, и потоком теплоты теплопроводностью;

$Pn_{p_1T} = \frac{i_{p_1} K_{p_1} \Delta p_1}{\lambda \Delta T} = \delta_{p_1T} \frac{\Delta p_1}{\Delta T}$  – теплообменный критерий Поснова, характеризующий перепад температуры, вызванный разностью нерелаксированных давлений;

$Pn_{p_2T} = \frac{i_{p_2} K_{p_2} \Delta p_2}{\lambda \Delta T} = \delta_{p_2T} \frac{\Delta p_2}{\Delta T}$  – теплообменный критерий Поснова, характеризующий перепад температуры, вызванный разностью гидродинамических давлений.

Уравнения (11) и (12) в общем виде можно записать:

$$q_u = -a_u \left(1 + \sum_{v=1}^{v=n} Pn_{uv}\right) \nabla_U \quad (13)$$

$$q_T = -\lambda \left(1 + \sum_{\pi=1}^{\pi=m} Pn_{T\pi}\right) \nabla T \quad (14)$$

Введем обозначения

$$a_{\Sigma u} = a_u \left(1 + \sum_{v=1}^{v=n} Pn_{uv}\right) \quad (15)$$

$$\lambda_{\Sigma T} = \lambda \left(1 + \sum_{x=1}^{x=m} Pn_{Tx}\right) \quad (16)$$

Тогда

$$q_u = -a_{\Sigma u} \nabla_U \quad (17)$$

$$q_T = -\lambda_{\Sigma T} \nabla T \quad (18)$$

При использовании уравнений (15) и (16) для расчета коэффициентов внутреннего массо- ( $a_{\Sigma u}$ ) и теплопереноса ( $\lambda_{\Sigma T}$ ) следует учитывать направление и величины потоков массы и теплоты и брать значения единицы, отражающей роль базового потока, с соответствующим знаком. Например, в распространенном простом случае одновременного действия лишь двух потенциалов – влагосодержания и температуры – и противоположном направлении потоков, когда поток за счет

тепловлагопроводности превышает поток за счет влагопроводности, формула для расчета обобщенного коэффициента внутреннего массопереноса будет иметь вид

$$a_{\Sigma u} = a_u (Pn_{Tu} - 1). \quad (19)$$

Таким образом, значительно упрощается расчет процесса экстракции для частного случая противоположного направления потоков, а полученный коэффициент используется для дальнейших расчетов и моделирования процесса.

#### **Заключение**

Уравнения, полученные в работе, позволяют значительно проще описать доли сопротивления внешнего массопереноса, чем при других методах расчета. Развитие изложенных идей приводит к новому содержанию понятий о кинетических коэффициентах массо- и теплопереноса. Методика, описанная в работе, дает возможность вычислить оптимальные параметры системы на основании известных и измеряемых данных. Полученные результаты позволяют повысить эффективность работы технологического оборудования, реализующего процессы массо- и теплообмена. Оптимизация процесса экстракции обеспечивает повышение качества и массового выхода продуктов. К достоинствам рассмотренных моделей можно отнести перспективность ее применения для решения широкого спектра решаемых задач. Учитывая известные характеристики системы, можно привести решение к частному виду и математически описать исследуемый массо- и теплообменный процесс. Это дает возможность определить оптимальные параметры и повысить эффективность процесса экстрагирования широкого спектра веществ

#### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Лыков, А.В. Тепломассообмен. Справочник. 2-е издание. – М.: Энергия, 1978. – 480 с.
2. Vauvre, J.M. Microscopic oil uptake mechanisms in fried products [Text] / J. M. Vauvre, R. Kesteloot, A. Patsioura, O. Vitrac // European Journal of Lipid Science and Technology. – 2014.– Vol. 116(6). – P. 741–755.
3. Vitrac, O. Deep-fat frying of food: heat and mass transfer, transformations and reactions inside the frying material [Text] / O. Vitrac, G. Trystram, A.-L. Raoult-Wack // Eur. J. Lipid Sci. Technol.– 2000. – Vol. 102. – P. 529–538.
4. Белобородов, В.В. Основные закономерности тепловой обработки пищевых продуктов / В.В. Белобородов, Б.А. Вороненко //Сб. научн. трудов ЛИСТА им. Ф. Энгельса. – Л. 1980.– С.132–146.
5. Белобородов, В.В. Основные процессы производства растительных масел. – М.: Пищевая промышленность, 1966. – 478 с.
6. Bouchon, P. Structure oil-absorption relationships during deep-fat frying. [Text] / P. Bouchon, J.M. Aguilera, D.L. Pyle. // Journal of Food Science. – 2003. – Vol. 68. – P. 2711–2716.
7. Dincer, I. Development of new correlations for forced convection heat transfer during cooling of products. [Text] / I. Dincer // Int. J. Energy Res. – 1995. – Vol. 19. – P. 791–801.
8. Белобородов, В.В. Коэффициенты массо- и теплопередачи в системах твердое тело – жидкость (пар, газ) // Изв. ВУЗов. Пищевая технология. – 1983. – №5. – С. 85–88.
9. Белобородов, В.В. Изучение механизма процесса экстракции растительных масел. Автореферат канд. дисс. – Л.: ВНИИЖ, 1957.

УДК 536.71

### **MODELING OF THE PROPERTIES OF HYDROCARBONS MIXTURES ON THE BASIS OF THE HELMHOLTZ FREE ENERGY**

*Volchok V.A., Cand. Tech. Sc.*

*Odessa National University of Technology, Ukraine, 65039, Odessa, Kanatnaya Str., 112*

*E-mail: recvicv@gmail.com*

#### **Abstract**

A model approach to describing the properties of hydrocarbon mixtures and the search for the optimal form of the equation of state based on the Helmholtz free energy are considered. The applying of mixing rules allows the use of highly accurate correlations.

# МОДЕЛИРОВАНИЕ СВОЙСТВ СМЕСЕЙ УГЛЕВОДОРОДОВ НА ОСНОВЕ СВОБОДНОЙ ЭНЕРГИИ ГЕЛЬМГОЛЬЦА

Волчок В.А., канд. тех. наук  
Одесский национальный технологический университет, Украина, 65039,  
Одесса, ул. Канатная, 112  
E-mail: recvicv@gmail.com

## Аннотация

Рассмотрен модельный подход к описанию свойств смесей углеводородов и поиск оптимальной формы уравнения состояния на основе свободной энергии Гельмгольца. Применение правил смешения позволяет использовать высокоточные корреляции.

## Introduction

The calculation of the equilibrium and transfer properties of hydrocarbons and refrigerants based on them, the construction of state diagrams and the calculation of the operation parameters of technological equipment are feasible on the basis of data on the properties of substances. Experiment is known to be a reliable source of information about the properties of substances. Despite the presence of a large number of data banks on the thermophysical properties of pure hydrocarbons, it is rather difficult to study all mixtures based on them. The usage of model approaches to the description of the thermodynamic behavior of mixtures based on experimental data on pure substances makes it possible to solve this problem [1–3].

## Methodology

The object of research is methods for determining the thermodynamic properties (TDP) of substances. As the analysis showed, none of them has predictive capabilities sufficient to obtain reliable results in a wide range of state parameters. Therefore, in practice, certain model approaches are used to describe the thermodynamic behavior of mixtures, which are refined on the basis of experimental data [1].

The question arises of finding the optimal form of the equation of state (ES), which accurately describes the properties of the vapor and liquid phases on the saturation line of a multicomponent system. This is confirmed by an extensive literature base and comprehensive reviews highlighting the main points of solving this issue.

The fundamental ES for binary and ternary hydrocarbon mixtures is based on the Helmholtz free energy. They are based on ES for pure fluids for the Helmholtz free energy. According to [4, 5], the dimensionless Helmholtz free energy  $\Phi$  for the mixture has the form:

$$\Phi = \Phi^0 + \Phi^r = \frac{\bar{A}}{RT}, \quad (1)$$

where  $\bar{A}$  – free molar energy;

$R$  – universal gas constant.

Similarly to ES of a pure liquid,  $\Phi$  consists of an ideal-gas part  $\Phi^0$  and a residual part  $\Phi^r$ . The ideal-gas part in the composition of the mixture is analytically obtained from the ideal-gas parts  $\Phi_{0i}^0$  of the equations of state of pure liquids. In combination with a constant temperature  $T$  and a constant molar volume  $\bar{V}$ , it has the form:

$$\Phi^0(T, \bar{V}, \vec{x}) = \sum_{i=1}^l x_i \Phi_{0i}^0(T, \bar{V}) + \sum_{i=1}^l x_i \ln x_i, \quad (2)$$

where  $i$  – number of the component;

$\vec{x}$  – vector of all mole fractions;

$x_i$  – mole fraction of the  $i^{\text{th}}$  component.

The second term in equation (2) represents the mixing effect of an ideal-gas mixture, attributed to the entropy of mixing. It should be noted that the combination of constants  $T$  and  $\bar{V}$  implies different dimensionless variables  $\tau_{0i} = T_{c,0i}/T$  и  $\delta_{0i} = \bar{V}_{c,0i}/\bar{V}$  for the usage of different components of the mixture in the ideal-gas part, due to different constants  $T_{c,0i}$  и  $\bar{V}_{c,0i}$ .

The residual part  $\Phi^r$  of the dimensionless Helmholtz free energy for the mixture can be formulated as follows. In general, it is presented as:

$$\Phi^r(\tau, \delta, \vec{x}) = \sum_{i=1}^l x_i \Phi_{0i}^r(\tau, \delta) + \sum_{i=1}^l \sum_{j=i+1}^l x_i x_j \Delta \Phi_{ij}^r(\tau, \delta). \quad (3)$$

The residual parts of  $\Phi_{0i}^r$  ES of a pure liquid are combined as constants of the residual variables  $\delta$  and  $\tau$ , which depend on the composition and, accordingly, have the next form:

$$\delta(\vec{x}) = \frac{\bar{V}_c(\vec{x})}{\bar{V}} \quad \text{and} \quad \tau(\vec{x}) = \frac{T_c(\vec{x})}{T} \quad (4)$$

These definitions are used only to the remain part of the mixture description.  $T_c(\vec{x})$  and  $\bar{V}_c(\vec{x})$  – pseudocritical temperature and pseudocritical molar volume of the mixture. The following equations are applied for  $T_c(\vec{x})$  and  $\bar{V}_c(\vec{x})$ :

$$\bar{V}_c(\vec{x}) = \sum_{i=1}^l \sum_{j=1}^l x_i x_j \frac{A_{ij}(x_i + x_j) + 1}{A_{ij} + 1} \bar{V}_{c,ij} \quad (5)$$

$$T_c(\vec{x}) = \sum_{i=1}^l \sum_{j=1}^l x_i x_j \frac{B_{ij}(x_i + x_j) + 1}{B_{ij} + 1} T_{c,ij}, \quad (6)$$

$$\text{where } \bar{V}_{c,ij} = k_{V,ij} \frac{1}{2} (\bar{V}_{c,0i} + \bar{V}_{c,0j}) \quad \text{and} \quad T_{c,ij} = k_{T,ij} \frac{1}{2} (T_{c,0i} + T_{c,0j}),$$

where  $K_{V,ij}$  and  $K_{T,ij}$  – interaction parameters, which are determined by fitting the fundamental equation of state based on experimental data for a binary mixt.

$A_{ij}$  and  $B_{ij}$  affect ES for ternary mixtures. They do not affect the description of binary mixtures, since for a mixture of two components  $x_i + x_j = 1$ , and thus the expression  $(A_{ij}(x_i + x_j) + 1)/(A_{ij} + 1)$  is always equal to 1.

These mixing formulas can be directly applied to ES in terms of the Helmholtz free energy:

$$\alpha_{mix} = \sum_{j=1}^n [x_j (\alpha_j^{id} + \alpha_j^r) + x_j \ln x_j] + \sum_{p=1}^{n-1} \sum_{q=p+1}^n x_p x_q F_{pq} a_{pq}^{excess} \quad (7)$$

$$\text{Where: } \alpha^{id} = \frac{h_{ref}}{RT} - \frac{S_{ref}}{R} - 1 + \left[ \frac{T\rho}{T_{ref}\rho_{ref}} \right] + \frac{1}{RT} \int_{T_{ref}}^T C_p^{id} dT - \frac{1}{R} \int_{T_{ref}}^T \frac{C_p^{id}}{T} dT$$

$$\alpha^{id} = \ln(\delta) + a_1 \ln(\tau) + \sum_{k=2}^4 a_k \ln[1 - \exp(-b_k \tau)]$$

$$\alpha^r = \frac{1}{RT} \int_{\bar{V}}^x (P - RT \cdot \rho) dV = \sum_{i=1}^m x_i \alpha_i^r(\delta, \tau) + \alpha^E(\delta, \tau, X)$$

$$\alpha^r = \sum_{k=1}^{10} N_k \tau^{t_k} \delta^{d_k} \exp[-\delta^{l_k}] + \sum_{k=11}^{14} N_k \tau^{t_k} \delta^{d_k} \exp[-\eta_k (\delta - \varepsilon_k)^2] \exp[-\beta_k (\tau - \gamma_k)^2]$$

where  $h_{ref}$  and  $S_{ref}$  – reference enthalpy and entropy for the initial state at  $T_{ref}$  and  $\rho_{ref}$ .

The first term in equation (7) represents an ideal state. It includes an ideal gas component (index id) and a real liquid (index r) for each  $n^{\text{th}}$  component of the mixture. The term  $x_j \ln x_j$  arises as a result of the entropy of mixing of ideal gases, where  $x_j$  is the mole fraction of the component.

The second term reflects the excess of free energy and the deviation from the ideal gas state. The generalizing parameter  $F_{pq}$  reflects the ratio between binary mixtures. The product  $F_{pq} a_{pq}^{excess}$  is an empirical function found on the basis of experimental data for a binary mixture. The functions  $\alpha^r$  and  $a_{pq}^{excess}$  in equation (7) were determined not as dependent on  $T_{mix}$  and  $\rho_{mix}$ , but on the specified temperature  $\tau$  and density  $\delta$ . These given values of temperature and density of the method of corresponding states are key in this model.

The mixing rules for the given parameters look like this:

$$\tau = \frac{T^*}{T_{mix}} \quad T^* = \sum_{p=1}^n \sum_{q=1}^n k_{T,pq} x_p x_q \frac{1}{2} (T_p^{crit} + T_q^{crit}) \quad (8)$$

$$\delta = \frac{\rho_{mix}}{\rho^*} \quad \frac{1}{\rho^*} = \sum_{p=1}^n \sum_{q=1}^n k_{V,pq} x_p x_q \frac{1}{2} \left( \frac{1}{\rho_p^{crit}} + \frac{1}{\rho_q^{crit}} \right)$$

The equivalent equations, that combine  $k_{T, pq}$  with the critical temperature and  $k_{V, pq}$  with the critical density are given in the form:

$$T^* = \sum_{p=1}^n x_p T_p^{crit} + \sum_{p=1}^{n-1} \sum_{q=p+1}^n \zeta_{pq} x_p^{\beta_{pq}} x_q \quad (9)$$

$$\frac{1}{\rho^*} = \sum_{p=1}^n x_p \frac{1}{\rho_p^{crit}} + \sum_{p=1}^{n-1} \sum_{q=p+1}^n \xi_{pq} x_p x_q \quad (10)$$

If only data on vapor-liquid equilibrium are available, then  $a_{pq}^{excess}$  is taken equal to 0 and there are only parameters  $k_{T, pq}$  or  $k_{V, pq}$ . The  $k_{T, pq}$  parameter is most closely related to the boiling pressure data and reproduces the azeotropic behavior of the mixture. The  $k_{V, pq}$  parameter is sensitive to changes in the specific volume of the mixture. The joint processing of experimental data on the density of the liquid phase and the boiling pressure is reduced to finding the optimal values of the "cross" constants  $k_{T, pq}$  or  $k_{V, pq}$  of the above equations of state [6]. Ternary and mixtures of a higher order are combined taking into account the binary mixtures included in their composition.

In the presence of reliable experimental data, including single-phase values of P-v-T- properties and heat capacity, it is possible to determine the  $a_{pq}^{excess}$  function. The  $F_{pq}$  parameter is used for a generalized description of the behavior of other similar binary pairs.

The fundamental Helmholtz free energy state equations, presented in the form of equations (7) and (8), make it possible to describe all thermodynamic properties of binary and ternary mixtures. They are valid for the saturation state as well as for single-phase properties, thus, they consistently describe the entire thermodynamic surface for any composition. The ratios between thermodynamic properties and the Helmholtz function for mixtures is the same as for pure liquids, although not completely identical.

### Results and discussions

The model based on the Helmholtz free energy equation has a number of advantages. The applying of mixing rules for the components of mixtures allows to use the high-precision ES describing the properties of these components. If the modeling is based on the principle of corresponding states, then the presented model allows using available data on liquids as components of the mixture. A mixture modeled in this way generally contributes little to the total Helmholtz energy for most hydrocarbon-refrigerant mixtures.

### Conclusions

The advantage of using a combination of ideal-gas and residual Helmholtz free energy components is the possibility of obtaining the derivatives necessary for calculating thermodynamic properties in an analytical form.

The model also gives the opportunity to get an accurate picture of the behavior of various mixtures, provided that there is sufficient experimental data on the pure components.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Mitropov, V.V. Methods for including experimental data in the program for constructing mutually consistent equations of state / V.V. Mitropov, A.V. Kletsy // *Izvestiya SPbGUNIPT.* – 2006. – № 2. – P. 13–15.
  2. Lemmon, E.W. REFPROP – Reference fluid thermodynamic and transport properties / E.W. Lemmon, M.L. Huber, M.O. McLinden // *Seventeenth symp. on thermophys. prop.* – Boulder, Colorado, USA, 2009.
  3. Frenkel, M. NIST/TRC databases and software tools for chemistry and engineering / M. Frenkel, R.D. Chirico, V.V. Diky // *Seventeenth symp. on thermophys. prop.* – Boulder, Colorado, USA, 2009.
  4. Lemmon, E.W. Equations of state for mixtures / E.W. Lemmon, T. J. Richard. – Boulder: NIST, 2004.
- Yokozeeki, A. Ideal-gaz heat capacities and virial coefficients of HFC refrigerants / A. Yokozeeki, H. Sato, K. Watanabe // *Int. J. of Thermophysics.* – 1998. – Vol. 19(1). – P. 89–127

## АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ ВЯЛЕНИЯ РЫБЫ

*Серманизов Б.К.<sup>1а</sup>, Ханжаров Н.С.<sup>2б</sup>, канд. тех. наук., доцент  
Абдижаппарова Б.Т.<sup>2с</sup>, канд. тех. наук., доцент, Шингисов А.У.<sup>2д</sup>, докт. тех. наук, профессор  
1 – СПК «Хамит», Казахстан, 161400, г. Шардара, трасса Шардара-Жетысай, зд. 14  
2 – Южно-Казахстанский университет им. М. Ауэзова, Казахстан, 160012,  
г.Шымкент, пр. Тауке-хана, 5  
E-mail: a – sermanizov@mail.ru; b – khanzharov\_n@mail.ru; c – bahyt\_04@mail.ru;  
d – azret\_utebai@mail.ru*

### Аннотация

Проведены исследования по определению оптимальных технологических параметров процесса вяления рыбы с использованием тепловых насосов. В экспериментальных исследованиях использован атмосферный воздух без циркуляции в сушильной камере. Способ показал достаточную эффективность в холодный период времени года. Освещены результаты по совершенствованию тепло-влажностных режимов вяления воблы, времени обработки, экономичных режимов работы тепловых насосов. По результатам исследований оптимальными являются температура сушильного агента 12–17°C, относительная влажность 40–70%, скорость 0,3–0,5 м/с.

## ANALYSIS OF FISH DRY-CURING PROCESSES

*Sermanizov B.K.<sup>1a</sup>, Khanzharov N.S.<sup>2b</sup>, Cand. Tech. Sc., associate Professor, Abdizhapparova B.T.<sup>2c</sup>,  
Cand. Tech. Sc., associate professor, Shingisov A.U.<sup>2d</sup>, Doct. Tech. Sc., professor  
1 – AIC "Khamit", Kazakhstan, 161400, Shardara c., Shardara-Zhetysay highway, bld. 14  
2 – M. Auezov South Kazakhstan University, Kazakhstan, 160012, Shymkent c., Tauke-khan av., 5  
E-mail: a – sermanizov@mail.ru; b – khanzharov\_n@mail.ru; c – bahyt\_04@mail.ru;  
d – azret\_utebai@mail.ru*

### Abstract

Studies have been carried out to determine the optimal technological parameters of the fish dry-curing process using heat pumps. In experimental studies, atmospheric air without circulation in the drying chamber was used. The method showed sufficient efficiency in the cold season. The results of improving the heat and moisture regimes of roach dry-curing, processing time, and economical operating modes of heat pumps are highlighted. According to the research results, the drying agent temperature is 12–17°C, relative humidity 40–70%, speed 0.3–0.5 m/s.

### Введение

Вяленая рыба – традиционная в странах СНГ рыбная продукция, обладающая высокой питательной ценностью и употребляемая в пищу без дополнительной кулинарной обработки. Информация о высокой питательной ценности рыб, содержащихся в них полезных веществах, необходимых для нормального функционирования человеческого организма – микроэлементах, витаминах, насыщенных жирных кислотах и аминокислотах, в литературе уделяется достаточно внимания [1].

Благодаря этим достоинствам, а также очень приятному вкусу продукта и стабильно высокому покупательскому спросу производство вяленой рыбы представляется экономически целесообразным. Для Республики Казахстан особенно актуальным представляется производство вяленой воблы как рыбы, исторически относящейся к одной из наиболее распространенных и имеющих высокую промысловую ценность в данном регионе рыб. Выбор этого вида рыбы также обоснован тем, что вобла относится к жирным сортам рыб, из которых после вяления получают очень деликатесные продукты.

В Республике Казахстан (далее РК) по заказу Национальной палаты предпринимателей «Атамекен» в 2020 году были проведены масштабные маркетинговые исследования в области переработки и консервирования рыбы, ракообразных и моллюсков. В отчете по результатам исследования отмечается, что Государства-члены ЕАЭС, решая задачу по расширению объемов и ассортимента производства продукции аквакультуры во внутренних водоемах, сталкиваются с необходимостью применения инновационных технологий и разработок в производстве продукции аквакультуры [2]. Также в этом документе отмечается, что в целях повышения конкурентоспособности продукции аквакультуры РК важно применять энерго- и

ресурсосберегающие технологии при обновлении материально-технической базы рыбоводных организаций. Эти рекомендации Национальной палаты предпринимателей являются стратегическим направлением развития рыбной индустрии нашей Республики на многие годы.

В области повышения конкурентоспособности вяленой рыбной продукции основу должно составлять совершенствование технологий ее производства и включать решение таких вопросов как совершенствование режимов посолки рыбы, совершенствование режимов ее вяления, режимов сушки и, в конечном итоге, производство качественной и конкурентоспособной по пищевой ценности на современном рынке вяленой рыбной продукции. Необходимо отметить, что вяление рыбы относится к технологиям с высокими энергозатратами и длительным временем осуществления технологического процесса. Поэтому из вопросов совершенствования технологий производства вяленой рыбной продукции наиболее актуальным представляется решение вопроса совершенствования тепловлажностных режимов и способов вяления рыбы, поскольку именно они в основном определяют и пищевую ценность и качество готовой продукции, и энергозатраты на его производство, и, соответственно, его себестоимость.

В настоящее время в технологии сушки и вяления рыбы широкое распространение получили тепловые насосы. В литературе они освещены также достаточно широко [3–9]. Однако в литературе недостаточно рассматриваются такие вопросы как определение оптимальных технологических параметров нагрева и осушения сушильного агента, оптимальные тепловлажностные режимы сушки рыбы, время сушки, оптимальные с точки зрения энергоэкономичности режимы работы тепловых насосов и другие вопросы, относящиеся к инновационным разработкам в области производства вяленой рыбной продукции.

В связи со сказанным актуальным представляется проведение экспериментальных исследований по сушке рыбы с целью определения и осуществления оптимальной технологии получения качественного вяленого продукта, для которых на практике необходимо выбрать способ вяления рыбы для получения качественной продукции и определить оптимальные тепловлажностные режимы сушки при использовании тепловых насосов.

#### **Объекты и методы исследования**

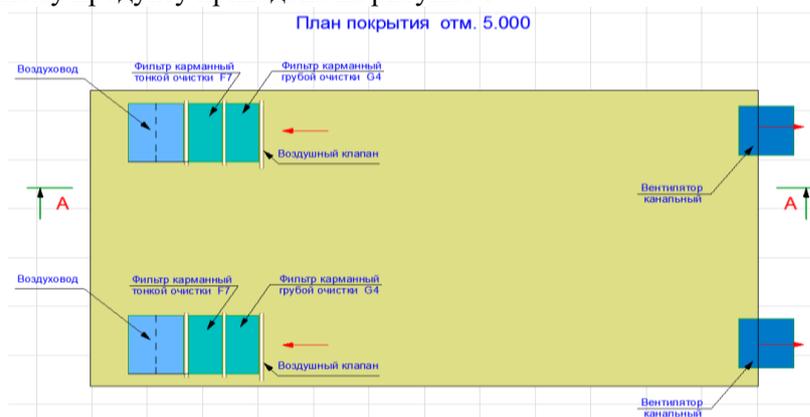
Объектом исследования является вобла – рыба из семейства карповых. Свежая вобла не имеет характерного рыбного запаха. Чешуя свежей воблы гладкая и влажная, если рыба не заморожена. Жабры имеют яркий красный или розовый цвет, а глаза выпуклые и прозрачные. Для вяления воблы использовалась атмосферная сушка с конвективным способом подвода теплоты.

Экспериментальные исследования по разработке оптимальной с точки зрения энергоэкономичности режимов вяления рыбы проводились в производственных цехах СПК (сельскохозяйственного производственного кооператива) «Хамит», расположенного на территории Шардаринского водохранилища в Туркестанской области РК.

Выбор способа вяления рыбы для получения качественной продукции целесообразно осуществлять в зависимости от применяемого способа сушки высушиваемой рыбы с учетом производственной мощности предприятия. Для осуществления этого эксперименты проводились по двум вариантам.

В первом – для проведения процесса вяления рыбы использовалась атмосферная сушка рыбы с конвективным способом подвода теплоты к высушиваемому продукту. При этом способе холодный атмосферный воздух с низкой степенью влажности забирается из окружающей среды. До необходимой относительной влажности воздух нагревается в ТЭНах.

Схема воздухораспределения при атмосферной сушке рыбы с конвективным способом подвода теплоты к высушиваемому продукту приведена на рисунке 1.



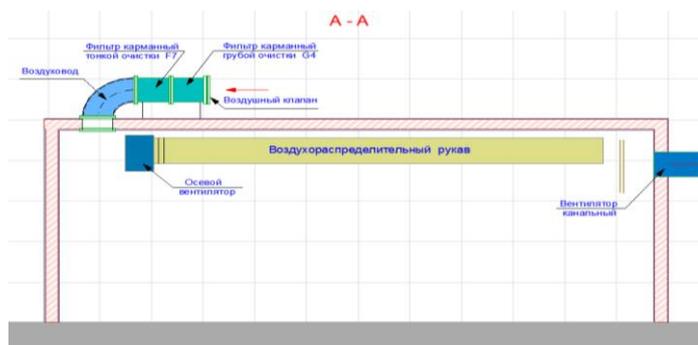


Рисунок 1 – Схема воздухораспределения при атмосферной сушке рыбы с конвективным способом подвода теплоты к высушиваемому продукту

Использование атмосферного воздуха из окружающей среды является достаточно эффективным способом в холодный период времени года. Для погодных условий Туркестанской области этот способ эффективен с середины ноября по март месяцы. В остальные периоды необходимо осуществлять дополнительное искусственное охлаждение используемого в качестве сушильного агента атмосферного воздуха. К тому же использование атмосферного воздуха даже в холодный период года характеризуется значительными колебаниями его температуры и влажности, которые, соответственно, приводят к существенным колебаниям производительности сушильной установки. Это также может приводить и к периодическим простоям в работе установки. Как следствие не обеспечивается стабильность производственной мощности по выпускаемой продукции, а заодно не обеспечивается и стабильность качества готового продукта. Кроме того, практика использования атмосферного воздуха из окружающей среды с дополнительным искусственным охлаждением показывает, что этот способ связан с существенными энергетическими затратами, вызванное тем, что для обеспечения эффективности процесса сушки данный способ предполагает применение прямоточной схемы циркуляции сушильного агента. При этом используемый для сушки рыбы воздух после однократного его применения постоянно заменяется новым из окружающей среды, что, в свою очередь, приводит к достаточно значительным дополнительным энергетическим затратам на нагрев больших объемов воздуха. В связи с этим было принято решение о проработке второго варианта сушки рыбы.

Во втором способе атмосферный воздух с помощью вентиляторов теплообменных аппаратов холодильной машины постоянно циркулирует в сушильной камере. Теплообменные аппараты холодильной машины, включенные в схему сушильной установки, также обеспечивают необходимый нагрев и охлаждение циркулирующего потока воздуха. В этом случае технологический цикл, согласно обобщению рекомендаций, предложенных в ранее приведенной литературе, должен осуществляться следующим образом. Сушильный агент – атмосферный воздух, с температурой ниже  $+25^{\circ}\text{C}$  и относительной влажностью намного меньше 70%, вентиляторами воздухоохладителя подается в камеру на развешанную на стойках рыбу. В процессе контакта с рыбой происходит тепло- и массообмен между воздухом и высушиваемой рыбой. Затем отработанный сушильный агент осушается до начального абсолютного влагосодержания в испарителе холодильной машины. Далее относительная влажность сушильного агента понижается до начального значения при прохождении через конденсатор холодильной машины. То есть во втором способе сушки рыбы для осуществления процессов нагрева и охлаждения сушильного агента используется одноступенчатая (как правило – фреоновая) холодильная машина, включенная в сушильную установку по схеме теплового насоса.

Для проведения экспериментальных исследований по вялению рыбы (воблы) в производственных цехах СПК «Хамит» были созданы специальные камеры для сушки рыбы, каждая из которых имела размеры  $6 \times 12 \times 4,5$  м. Количество камер было выбрано исходя из месячного плана предприятия по сырью, который по вобле составляет 50 тонн сырой рыбы в месяц. Или с учетом потери 52% массы продукта от начального сырья при удалении влаги из него общая масса готовой продукции составляет 36 тонн. Кроме того, при планировке емкости камер для сушки рыбы необходимо учитывать суточный улов воблы в рыбном хозяйстве предприятия, который по вобле составляет 3,5 тонны рыбы в сутки. Также важнейшим условием является учет скорости обезвоживания рыбы (в данном случае – общее время вяления рыбы), который необходим для обеспечения нормальной работы сушильных установок и их оптимальной производительности (мощности). Этот параметр задавался исходя из обобщенных рекомендаций авторов в ранее приведенной литературе, который обеспечивает получение качественного готового продукта, а также с учетом производственных возможностей предприятия и был определен в 10 суток.

Естественно, что на производительность сушильных установок при использовании тепловых насосов также влияют и тепловлажностные режимы сушки рыбы. Но определение этих параметров является основной сутью данной работы и при планировке емкости камер для сушки рыбы не учитывалась.

Исходя из этих данных, в СПК «Хамит» было создано 5 сушильных камер, из которых каждая была рассчитана на загрузку 3,5 тонны сырой рыбы. В этом случае график загрузок сушильных камер производственных цехов предприятия с небольшим резервом составил 15 загрузок/выгрузок по вобле в месяц.

На основании этих данных была разработана схема аппаратного обеспечения процесса сушки рыбы с использованием замкнутого оборота воздуха в сушильной камере использованием тепловых насосов – рисунок 2. На рисунке 2 подробно приведена схема аппаратного обеспечения для сушильной камеры № 1. Для остальных четырех камер они идентичны.

Из серии проведенных экспериментов на рисунке 3 на *i-d* диаграмме влажного воздуха приведены процессы сушки для двух предельных вариантов, установленных в сушильной камере относительной влажности и температур сушильного агента (на выходе из конденсатора холодильной машины).

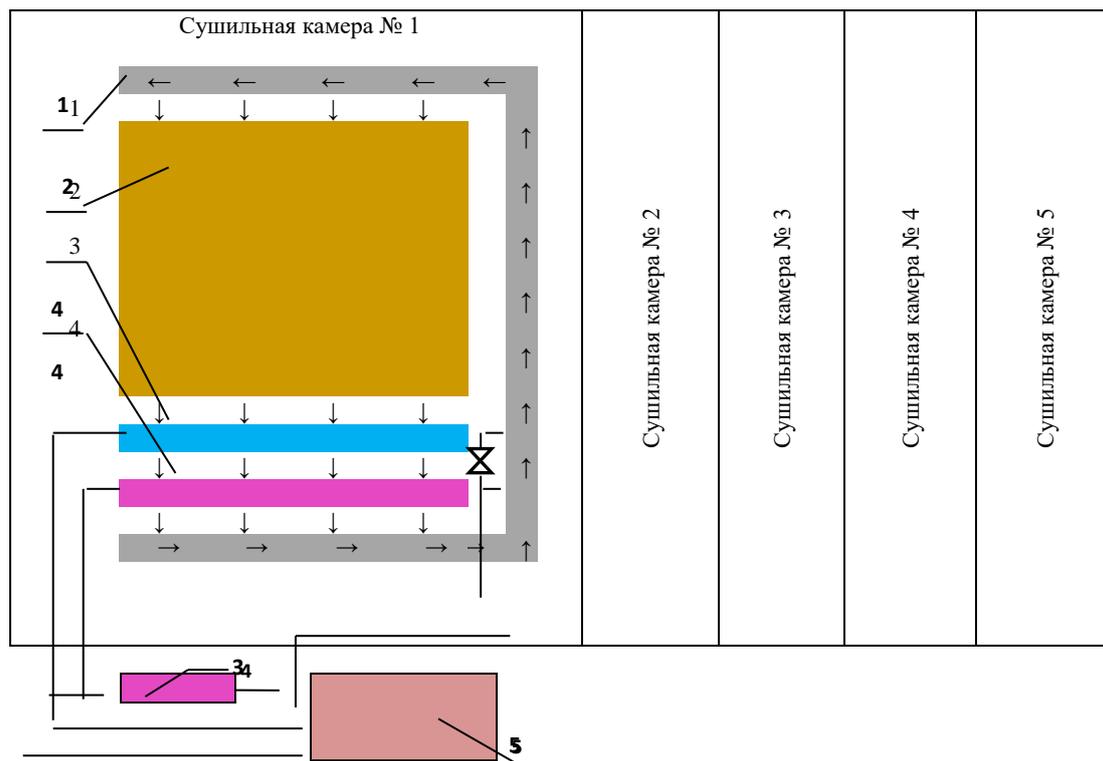


Рисунок 2 – Схема аппаратного обеспечения процесса сушки рыбы с использованием замкнутого оборота воздуха в сушильной камере: 1 – вентиляторный короб, 2 – высушиваемая рыба, 3 – испарители холодильной машины с осевыми вентиляторами, 4 – воздушные конденсаторы холодильной машины, 5 – компрессорный агрегат холодильной машины

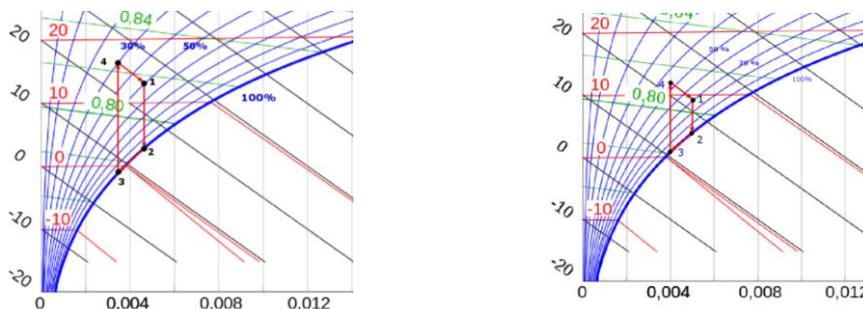


Рисунок 3 – Различные варианты тепловлажностных режимов сушки воблы в сушильной камере

### Результаты и их обсуждение

По данным экспериментальных исследований процесс сушки более эффективен при относительной влажности сушильного агента 30% и его температуре 16°C. При таком режиме сушки из рыбы удаляется 1,2 гр/кг циркулирующего воздуха. А при относительной влажности воздуха 45% и температуре 12°C удаляемая влага из рыбы составляет около 1 грамм на килограмм циркулирующего сушильного агента, то

есть примерно на 0,2 грамм меньше. При этом необходимо отметить, что конечная влажность воздуха не регулировалась, поскольку этот параметр является самоустанавливающимся, если установлены начальная влажность и скорость движения сушильного агента в камере сушки. Результаты экспериментальных исследований по сушке воблы в производственных условиях приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты экспериментальных исследований по вялению воблы с учетом графика работы сушильных камер

Дни месяца	№ партий загрузок рыбы	Камера №1	Камера №2	Камера №3	Камера №4	Камера №5
1	1	5000-690				
2		4310-405				
3	2	5000-690	3905-335			
4		4310-405	3570-280			
5	3	5000-690	3905-335	3290-205		
6		4310-405	3570-280	3085-180		
7	4	5000-690	3905-335	2905-160	3290-205	
8		4310-405	3570-280	2745-140	3085-180	
9	5	5000-690	3905-335	2605-105	2905-160	3290-205
10		4310-405	3570-280	2500-100	2745-140	3085-180
Получение готовой продукции от первой партии загрузки рыбы				2400 кг		
11	6	5000-690	3905-335	3290-205	2605-105	2905-160
12		4310-405	3570-280	3085-180	2500-100	2745-140
Получение готовой продукции от второй партии загрузки рыбы				2400 кг		
13	7	5000-690	3905-335	2905-160	3290-205	2605-105
14		4310-405	3570-280	2745-140	3085-180	2500-100
Получение готовой продукции от третьей партии загрузки рыбы					2400 кг	
15	8	5000-690	3905-335	2605-105	2905-160	3290-205
16		4310-405	3570-280	2500-100	2745-140	3085-180
Получение готовой продукции от четвертой партии загрузки рыбы				2400 кг		
17	9	5000-690	3905-335	3290-205	2605-105	2905-160
18		4310-405	3570-280	3085-180	2500-100	2745-140
Получение готовой продукции от пятой партии загрузки рыбы				2400 кг		
19	10	5000-690	3905-335	2905-160	3290-205	2605-105
20		4310-405	3570-280	2745-140	3085-180	2500-100
Получение готовой продукции от шестой партии загрузки рыбы					2400 кг	
21	11	5000-690	3905-335	2605-105	2905-160	3290-205
22		4310-405	3570-280	2500-100	2745-140	3085-180
Получение готовой продукции от седьмой партии загрузки рыбы				2400 кг		
23	12	5000-690	3905-335	3290-205	2605-105	2905-160
24		4310-405	3570-280	3085-180	2500-100	2745-140
Получение готовой продукции от восьмой партии загрузки рыбы				2400 кг		
25	13	5000-690	3905-335	2905-160	3290-205	2605-105
26		4310-405	3570-280	2745-140	3085-180	2500-100

Продолжение таблицы 1

Дни месяца	№ партий загрузок рыбы	Камера №1	Камера №2	Камера №3	Камера №4	Камера №5
Получение готовой продукции от девятой партии загрузки рыбы						2400 кг
27	14	5000-690	3905-335	2605-105	2905-160	3290-205
28		4310-405	3570-280	2500-100	2745-140	3085-180
Получение готовой продукции от десятой партии загрузки рыбы				2400 кг		
29	15	5000-690	3905-335	3290-205	2605-105	2905-160
30		4310-405	3570-280	3085-180	2500-100	2745-140
Получение готовой продукции от одиннадцатой партии загрузки рыбы				2400 кг		

В таблице 1 показаны результаты процесса выработки вяленого воблы для первого месяца работы сушильных камер с учетом графика их работы. В первый месяц готовую продукцию можно получить только от с 1 по 11 партий загрузок воблы в сушильные камеры – 26,4 тонн. С 12-ой по 15-ую партии загрузок получение готовой продукции (9,6 тонн) будет осуществляться в последующие месяцы во 2, 3, 4 и 5 камерах. То есть выход на полную производственную мощность сушильных камер (получение в месяц 36 тонн вяленого воблы) составляет 1 месяц.

Технологический процесс вяления воблы сводится к следующему. Сырая рыба, но уже прошедшая процесс посолки, партиями массой 5000 кг каждая, загружается в сушильную камеру №1 и развешивается на стойках. В первой камере процесс сушки осуществляется двое суток, по прошествии которых, рыба перемещается во вторую сушильную камеру, где процесс сушки осуществляется также двое суток. Процесс досушивания воблы до получения готового продукта осуществляется в сушильной камере № 3 в течение 6 суток. Что втрое больше, чем время сушки рыбы в сушильной камере №1 или №2. Соответственно при поточном производстве вяленой рыбы камер досушивания было установлено в 3 раза больше.

Вяление остальных 14 партий рыбы осуществляется аналогично первой. При этом начальный этап сушки воблы начинается сушильную камеру №1. А для осуществления процессов досушки рыбы используются камеры №4 и №5, в которых установлены тепловые насосы одинаковой производительности по теплу и холоду какие используются в сушильной камере №3. В камерах №1 и №2 установлены тепловые насосы большей мощности соответственно удаляемой из рыбы влаги.

Применение такой схемы технологического процесса вяления воблы, не смотря на некоторые неудобства из-за увеличения погрузочно-выгрузочных работ, позволяет использовать тепловые насосы при максимальной их производительности. Однако следует отметить, что дополнительных затрат времени на перегрузку рыбы из одной камеры в другую удалось практически избежать поскольку это осуществлялось в период вынужденного временного прекращения сушки, необходимого для исключения эффекта «подпарки рыбы».

Результаты экспериментальных исследований удаления влаги в процессе вяления воблы с учетом графика работы сушильных камер показывают следующее – таблица 2

Таблица 2 – Удаление влаги воблы в процессе его вяления с учетом графика работы сушильных камер

Время сушки рыбы	Камера №1			Камера №2			Камера №3		
	Масса высушиваемой рыбы, кг	Процент усушки рыбы (всего/за сутки), %	Масса удаленной влаги, кг	Масса высушиваемой рыбы, кг	Процент усушки рыбы (всего/за сутки), %	Масса удаленной влаги, кг	Масса высушиваемой рыбы, кг	Процент усушки рыбы (всего/за сутки), %	Масса удаленной влаги, кг
1 сутки	3500	13,8 / 13,8	483						
2 сутки	3017	21,9 / 9,4	284						
3 сутки				2733	28,6 / 8,6 /	235			
4 сутки				2498	34,2 / 7,8	195			
5 сутки							2303	38,3 / 6,2	142
6 сутки							2161	41,9 / 5,8	125
7 сутки							2036	45,1 / 5,5	112
8 сутки							1924	47,9 / 5,1	98
9 сутки							1826	50 / 4	73
10 сутки							1753	52 / 4	70
<b>Выход готовой продукции</b>							<b>1683 кг</b>	<b>48%</b>	

Анализ интенсивности удаления влаги из воблы в процессе его вяления с учетом графика работы сушильных камер показывает его наибольшую эффективность в первые сутки работы сушильной камеры №1. В этот период рыба теряет 483 кг влаги или 13,8% своей массы от первоначальной. На вторые сутки потеря влаги в рыбе составляет 284 кг, что на 199 кг или на 41% меньше, чем в первые сутки. В процентах потеря массы рыбы составляет 9,4% от продолжающейся сушиться в первой камере ее общей массы. На третьи, четвертые, пятые, шестые, седьмые, восьмые, девятые и десятые сутки масса воблы снижается с 8,5% от массы, поступившей на сушку рыбы до, соответственно, 7,8%, 6,2%, 58,8%, 5,5%, 5,1% и далее до 4%.

Резюмируя по данным экспериментальных исследований, можно сделать следующий вывод. Процесс удаления влаги из высушиваемого воблы происходит в основном в первые сутки, когда удаляется влага, удерживаемая на поверхности продукта силами поверхностного натяжения. То есть в этот период из

рыбы удаляется влага, имеющая физико-механическую связь с продуктом. В этот период удаляется влага из макрокапилляров за счет разности давлений насыщенного пара над менисками макро- и микрокапилляров. Также необходимо также отметить, что при вялении рыбы в первой камере также удаляется влага, имеющая физико-химическую связь с продуктом. При этом из физико-механической связанной с продуктом влаги в этот период удаляется только осмотически связанная влага. Адсорбционно-связанная влага из рыбы ни в первые, ни в последующие сутки не удаляется из-за ее высокой энергии связи с продуктом. И это хорошо согласуется с научными основами сушки рыбы [3–9].

Во время проведения экспериментальных исследований был установлен интересный факт. При вялении рыбы, поступающей на сушку в первую камеру в первые сутки, можно подобрать такие параметры сушильного агента, когда, из рыбы влага будет удаляться не только испарением в циркулирующий сушильный агент, но и в виде капельной жидкости, стекающей с поверхности воблы. Для получения такого эффективного процесса сушки воблы оптимальными являются температура сушильного агента около 17°C, относительная влажность воздуха 40-70% и скорость его движения 0,3–0,5 м/с. Также необходимым условием является низкая температура, при которой вобла должен поступать на сушку в первую камеру. При этом ее температурный диапазон находится в достаточно узком интервале – от +0,5 до +4,5 °С.

Соблюдение этих режимов сушки позволяет снизить тепловую нагрузку на холодильную машину. При этом можно достичь 40%-ного снижения холодопроизводительности холодильной машины с сохранением эффективности процесса сушки и обеспечения высокого качества готовой продукции.

### **Заключение**

В области изучения технологий производства рыбной продукции исследования, направленные на решение вопросов определения оптимальных технологических параметров в процессе вяления рыбы является актуальной проблемой, над которой необходимо продолжать исследовательские работы. Результаты экспериментальных исследований вяления воблы с использованием атмосферного воздуха из окружающей среды без его циркуляции в сушильной камере показывает хорошую эффективность в холодный период времени года для погодных условий Туркестанской области Республики Казахстан.

Экспериментальные исследования вяления воблы с использованием тепловых насосов в области совершенствования тепловлажностных режимов вяления рыбы, времени сушки рыбы, разработки оптимальной с точки зрения экономичности режимов работы показывают ее высокую эффективность. Для осуществления эффективного процесса сушки, обеспечения низкой степени появления и роста микрофлоры на поверхности рыбы, обеспечения высокого качества готовой продукции оптимальными являются температура сушильного агента в пределах 12–17°C, относительная влажность воздуха 40–70%, скорость его движения 0,3–0,5 м/с.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Глазунов, Ю.Т. Процессы сушки, копчения и вяления рыбы / Ю.Т. Глазунов, А.М. Ершов, М.А. Ершов, В.А. Похольченко. – М.: МОРКНИГА, 2015. – 262 с. – ISBN 978-5-901080-16-0.
2. Переработка и консервирование рыбы, ракообразных и моллюсков [Текст]: отчет по результатам маркетингового исследования / Национальная палата предпринимателей «Атамекен»; рук. Керембаев А.Т. – Нур-Султан, 2020. – 875 с.
3. Коробейник, А.В. Технология переработки и товароведение рыбы и рыбных продуктов. – Ростов-на-Дону: Феникс, 2002. – 288 с. – ISBN 5-222-02185-8.
4. Лакомов, И.В. Применение теплового насоса в различных схемах сушильных установок / И.В. Лакомов, Ю.М. Помогаев // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2016. – № 2(49). – С. 130–135.
5. Суслов, А.Э. Результаты исследования процесса сушки рыбы (плотва и чехонь) / А.Э. Суслов, Ю.А. Фатыхов // Научный журнал НИУ ИТМО, серия «Процессы и аппараты пищевых производств». – 2012. – №1. – Режим доступа: [http://processes.ihbt.ifmo.ru/ru/article/9122/article\\_9122.htm](http://processes.ihbt.ifmo.ru/ru/article/9122/article_9122.htm).
6. Сушка рыбы и рыбной продукции [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://osushiteli.ua/article/sushka-ryby-i-rybnoy-produktsii>.
7. Суслов, А.Э. Особенности процесса сушки рыбы в теплонасосной сушильной установке / А.Э. Суслов, В.Н. Эрлихман, Ю.А. Фатыхов, А.С. Бестужев // Научный журнал НИУ ИТМО, серия «Процессы и аппараты пищевых производств». – 2011. – №2. – Режим доступа: [http://processes.ihbt.ifmo.ru/ru/article/9122/article\\_9122.htm](http://processes.ihbt.ifmo.ru/ru/article/9122/article_9122.htm).
8. Технология рыбы и рыбных продуктов / учебник под ред. А.М. Ершова. – Санкт-Петербург: Гиорд, 2006. – 944 с. – ISBN 5-901065-78-6.
9. Ахылова, Ж.Е. Результаты экспериментальных исследований вяления сазана / Ж.Е. Ахылова, Н.С. Ханжаров, Б.Т. Абдижапарова // Международная научно-практическая конференция «Актуальные вопросы науки и практики», 29 апреля 2022 года. – Уфа, 2022. – С. 43–51.

**РАЗРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ  
ВЫСОКОКАЧЕСТВЕННОЙ ФИЛЬТРАЦИИ ЖИДКИХ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ  
С ПРИМЕНЕНИЕМ МЕТОДОВ УЛЬТРАФИЛЬТРАЦИИ И ПРОЦЕССА  
АДСОРБЦИИ ПРИРОДНЫМИ СОРБЕНТАМИ**

*Какимов А.К.<sup>1а</sup>, докт. тех. наук, профессор, Акимов А.М.<sup>1</sup>, докторант  
Лобасенко Б.А.<sup>1</sup>, докт. тех. наук, профессор, Ибрагимов Н.К.<sup>2</sup>, канд. тех. наук, профессор  
1 – НАО «Университет имени Шакарима г. Семей», Казахстан, 071412, Семей, Глинки 20А  
2 – ФКБОУ ВО «Кемеровский государственный Университет»,  
Россия, 650000, Кемерово, ул. Красная, 6  
E-mail: a – bibi.53@mail.ru*

**Аннотация**

В статье представлена схема экспериментальной фильтрационной установки с применением комбинированных методов фильтрации, а именно использование природных сорбентов для фильтрации жидких продуктов питания и применение мембранного метода «ультрафильтрация».

**DEVELOPMENT OF AN EXPERIMENTAL INSTALLATION FOR HIGH-QUALITY  
FILTRATION OF LIQUID FOOD PRODUCTS USING ULTRAFILTRATION METHODS AND  
THE PROCESS OF ADSORPTION BY NATURAL SORBENTS**

*Kakimov A.K.<sup>1a</sup>, Doct. Tech. Sc., professor, Akimov A.M.<sup>1</sup>, Doctoral student  
Lobasenko B.A.<sup>1</sup>, Doct. Tech. Sc., professor, Ibragimov N.K.<sup>2</sup>, Cand. Tech. Sc., professor  
1 – Shakarim State University of Semey, Kazakhstan, 071412, Semey, Glinki str., 20A  
2 – Kemerovo State University, Russia, 650000, Kemerovo, Krasnaya Street, 6  
E-mail: a – bibi.53@mail.ru*

**Abstract**

The article presents a diagram of an experimental filtration installation using combined filtration methods, namely the use of natural sorbents for filtering liquid food products and the use of the membrane method "ultrafiltration".

Восточный Казахстан – богатейший край, и вместе с тем один из экологически неблагоприятных регионов Республики Казахстан. Сложившаяся специфическая экологическая ситуация, характеризуется повышенным фоном радиации в связи с проводимыми ранее испытаниями на закрытом Семипалатинском полигоне и повышенным содержанием в воде и молочных продуктах солей тяжелых металлов, что является последствиями с деятельности крупных промышленных предприятий ВКО. Для поддержания иммунитета жителям Восточного Казахстана необходимо сбалансированное питание, насыщенное необходимым количеством макро и микроэлементов. В связи с этим возникает потребность в разработке оборудования для производства высококачественных продуктов питания, содержащих комплекс необходимых для жизнедеятельности компонентов.

В производстве высококачественной продукции важную роль играет фильтрация исходного сырья.

Фильтрация мембранными методами в отличие от широко применяемых методов производится без фазовых превращений и обычно при температуре окружающей среды. Молочный белок в процессе концентрирования продукта не претерпевает изменений и сохраняет натуральную форму и, соответственно, полезные свойства.

Актуальной задачей в настоящее время остается совершенствование действующих методов снижения содержания радионуклидов и солей тяжелых металлов в жидких продуктах питания, а также разработке более эффективных методов фильтрации жидких продуктов питания.

Значимую роль играет метод фильтрации с применением природных сорбентов. Сорбенты для очистки жидких пищевых продуктов представляют собой засыпку для сосуда, в котором проходит процесс сорбционной фильтрации. На протяжении рабочего цикла очищаемый продукт проходит сквозь слой засыпки, где на гранулах превращается в нерастворимые и хорошо удаляемые хлопья. Правильно выбранный сорбент и режим фильтрации позволяет достичь желаемого результата – снижения содержания радионуклидов и солей тяжелых металлов в жидких пищевых продуктах.

На рисунке 1 представлена схема экспериментальной фильтрационной установки с применением комбинированных методов фильтрации.

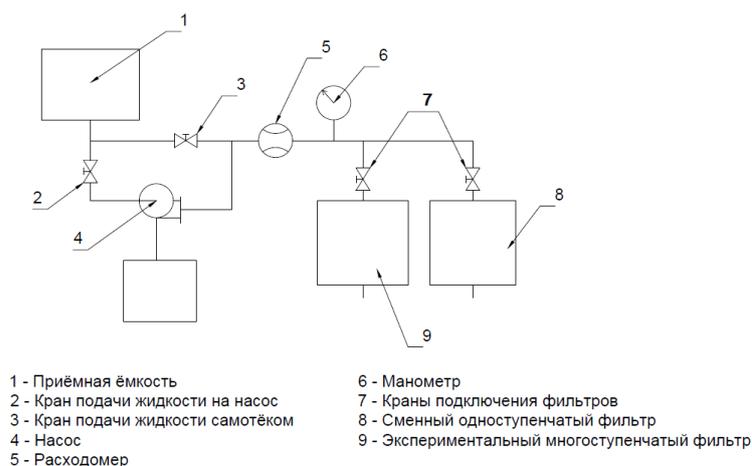


Рисунок 1 – Схема экспериментальной фильтрационной установки

Целью исследования является разработка более эффективной экспериментальной фильтрационной установки с применением комбинированных методов фильтрации, а именно использование природных сорбентов для фильтрации жидких продуктов питания и применение мембранного метода «ультрафильтрация».

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Протодяконов, И.О. Гидромеханические основы процессов химической промышленности: Учебное пособие для вузов / И.О. Протодяконов, Ю.Г. Чесноков. – Л.:Химия, 1987. – 360 с.
2. Романков, П.Г. Гидромеханические процессы химической технологии. – 3-е издание, перераб. / П.Г. Романков, М.И. Курочкин. – Л.:Химия, 1982. – 288 с.
3. Дытнерский, Ю.И. Мембранные процессы разделения жидкостей. – М.:Химия, 1975.– 232 с.
4. Дытнерский, Ю.И. Обратный осмос и ультрафильтрация. – М.:Химия, 1978. – 352 с.
5. Дытнерский, Ю.И. Баромембранные процессы. Теория и расчет. – М.:Химия, 1986. – 272 с.
6. Брык, М.Т. Мембранная технология в промышленности / М.Т. Брык, Е.А. Цапюк, А.А. Твердый. – Киев: Тэхника, 1990. – 247 с.
7. Michaels, A.S. Ultrafiltration in Progress is Separation and Purification / E.S.Perry. – New York: Wiley, 1968. – p.297.
8. Лонсдейл, Х.К. Теория и практика обратного осмоса и ультрафильтрации // В кн.: Технологические процессы с применением мембран. – М.:Мир. 1976. – с.131–196.

### Авторский алфавитный указатель

Асамбаев А.Ж	5	Kogut V.E	33
Асамбаев А.А	5	Klyuchnikov A.I	82
Алдажуманов Ж.К	46	Klyuchnikova D.V	82
Алимгазин А.Ш	68	Korshikov Y.S	97
Альтман Э.И	86	Какимов А.К	103,130
Алтайулы С	91	Лапардин Н.И	106
Aldiyarov A.Y	97	Лобасенко Б.А	130
Алексеев Г.В	114	Mukminov I.I	55
Абдижаппарова Б.Т	123	Майоров А.А	103
Акимов А.М	130	Нурматов Т.Б	7
Bushmanov V.M	33	Никитина В.А	16
Барышев В. П	58	Нургалиев Д.Н.	46
Boshkova I. L.	110	Norkhujayev A.S	79
Bondarenko O. S.	110	Петраш В. Д	58
Волчок В.А	38,95,119	Петькова О.А	86
Верхивкер Я.Г	86	Сулин А.Б	11,16
Volchok H.V	95	Садвакасов Д.Х.	28
Volgusheva N.V	110	Сатыбалдинова А.Е	46
Грановский А.С.	40	Sokolov D.Y	97
Глотова И.А	91	Серманизов Б.К	123
Golikov O.Y	97	Титлов А.С	50
Гайсин И.А	114	Ташыбаева М.М	103
Евдокимов В. С.	28	Осадчук Е.А	50
Yerezhep D.E	97	Ovsyannikov V.Yu	82
Егорова О.А	114	Ханжаров Н.С	123
Zhykharieva N.V	21,33	Цой А.П.	40
Жумадилова Г.А	103	Чернов Г.И	28
Исрафилов И.Х	114	Шевченко Л. Ф	58
Ибрагимов Н.К	130	Шахов С.В	91
Каримов К.Ф	7	Шанин В.А	114
Кропис Ю.Н	11	Шингисов А.У	123
Krushelnytskyi D.O	21		

Технический редактор

Тусупова Ж.М.

Компьютерная верстка

Әбілхайыр Ф.Қ.

**За стиль и орфографию авторов редакция ответственности не несет**

---

Сдано в набор 03.10.2022 Подписано в печать 05.10.22  
Формат 60x84 1/18. Бумага офсетная. Печать RISO.  
Объем 7,7 у.п.л. Тираж 50 экз. Заказ № 192

---

Отпечатано в издательском отделе АТУ  
050012, г. Алматы, ул. Толе би, 100