

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

АЛМАТИНСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ALMATY TECHNOLOGICAL UNIVERSITY

МЕЖДУНАРОДНАЯ АКАДЕМИЯ ХОЛОДА  
INTERNATIONAL ACADEMY OF REFRIGERATION



**Х ЮБИЛЕЙНАЯ МЕЖДУНАРОДНАЯ  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ  
«КАЗАХСТАН-ХОЛОД 2020»**

**X ANNIVERSARY INTERNATIONAL SCIENTIFIC  
AND TECHNICAL CONFERENCE  
«KAZAKHSTAN-REFRIGERATION 2020»**

Сборник докладов конференции  
4-5 марта 2020г.  
Proceedings of the Conference  
March 4-5 , 2020

Нур-Султан, 2020

УДК 621.56/59 (063)  
ББК 31.392  
К 14

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

**Редакционная коллегия:**

Цой А.П., Радченко Н.И., Грановский А.С., Андреева В.И. (ответ. секретарь)

К 14 Казахстан-Холод 2020: Сб. докл. межд. науч-техн. конф. (4-5 марта 2020г.) =  
Kazakhstan-Refrigeration 2020: Proceeding sof the Conference (March 4-5, 2020). –  
Алматы: АТУ, 2020. –249 с., русский, английский

ISBN 978-601-263-529-4

На конференции при участии Министерства экологии, геологии и природных ресурсов Республики Казахстан обсуждалось стратегическое видение и поиск среднесрочных решений по применению экологически безопасных холодильных агентов и развитию «Зеленых» технологий переработки пищевых продуктов и холодильных технологий для Республики Казахстан.

В докладах из Казахстана, России, Украины, Германии, Бельгии, Дании, Японии, Южной Кореи, Италии представлены результаты научных исследований, посвященные экологически безопасным холодильным агентам, компрессорам, теплообменным аппаратам, компонентам, системам автоматизации, технологиям холодильного хранения и переработки пищевых продуктов. Сборник рассчитан на специалистов и ученых, работающих в областях холодильной техники, пищевой и нефтегазовой промышленности, а также на специалистов систем кондиционирования воздуха и жизнеобеспечения.

At the conference, the Ministry of Ecology, Geology and Natural Resources of the Republic of Kazakhstan jointly discussed the strategic vision and search for medium-term solutions for the use of environmentally friendly refrigerants and the development of "Green" food processing and refrigeration technologies for the Republic of Kazakhstan.

The reports from Kazakhstan, Russia, Ukraine, Germany, Belgium, Denmark, Japan, South Korea, Italy present the results of scientific research on environmentally friendly refrigerants, compressors, heat exchangers, components, automation systems, technologies for refrigerated storage and processing of food products and practical implementation. The Proceedings are intended for specialists and scientists working in the areas of refrigeration, food and oil and gas industries, as well as for specialists in air conditioning and life support systems.

УДК 621.56/59 (063)  
ББК 31.392

ISBN 978-601-263-529-4

© АТУ, 2020

## ПОСТ РЕЛИЗ

### **Х- ой Юбилейной Международной научно-технической конференции «КАЗАХСТАН – ХОЛОД 2020»**

Представительство Международной Академии Холода (МАХ) 4-5 марта 2020 года провела Х-ю Юбилейную Международную научно-техническую конференцию «КАЗАХСТАН – ХОЛОД 2020», впервые в столице Республики Казахстан г. Нур-Султан на выставочном комплексе «ЭКСПО-2017» (**история проведения конференции на сайте <http://maxteniz.kz>**).

Конференция является площадкой для встречи представителей образования, науки, бизнеса и производства под девизом:

**«Образование-Наука-Бизнес - Производство».**

Передача накопленного опыта и знаний в индустрии очень важны для ее развития. Именно передача знаний помогла нам, как человечеству развиваться от технологий каменного века, до цифровых технологий XXI века.

На прошедшей конференции присутствовали более 150 человек, представители 8-ми государств конференция, получила поддержку от 12 ведущих мировых лидеров в области холодильной техники и технологии.

Основной темой конференции явилось развитие экологически безопасных технологий и экономически результативных, энергоэффективных решений в сфере промышленного холода и систем кондиционирования воздуха в Республике Казахстан. Конференция проведена совместно с Министерством экологии, геологии и природных ресурсов Республики Казахстан,

СРО ОЮЛ Казахстанской Ассоциацией холодильной промышленности (КазАХП), Союза Пищевых предприятий Казахстана, АО «НК «Астана ЭКСПО-2017», Университетом АТУ, компаниями «GBQAsia» и «Тениз», при поддержке Бюро Непрерывного профессионального развития Международного Финансового Центра «Астана» и ведущих лидеров рынка в области холодо-снабжения, систем кондиционирования воздуха и холодильных технологий.

## **ПЕРВАЯ СЕКЦИЯ БЫЛА ПОСВЯЩЕНА СТРАТЕГИЧЕСКОМУ ВИДЕНИЮ И ПОИСКУ СРЕДНЕСРОЧНЫХ РЕШЕНИЙ ПО ПРИМЕНЕНИЮ ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗОПАСНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ И РАЗВИТИЮ ТЕХНОЛОГИЙ ПЕРЕРАБОТКИ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ И ХОЛОДИЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН**

На которой выступили:

Валерий Ухватов - руководитель проектов «ПрофХолод» с предложением применения современного теплоизоляционного материала сокращающим потерю энергии.

Директор по продажам комплексных решений и региональному развитию, ООО «Данфосс» Александр Серавин рассказал о преимуществах хладагента R410A, как эффективной и доступной альтернативе классическим ГФУ в средне- и низкотемпературных системах.

Технический директор ПТК «Криотек» Василий Марков предложил энергоэффективное усовершенствование холодильного оборудования для пищевой промышленности.

**Представитель компании «EVCO» Прохоров Александр** представил информацию по новым контроллерам от компании для хранения продукции в охлаждаемой среде с регулируемой влажностью и шоковой заморозки.

**Коммерческий директор в России и СНГ компании Climalife Лебедев Георгий** рассказал о эволюции хладагентов на современном этапе и практику применения новых хладагентов ГФО на примере R-448A.

## **ВТОРАЯ СЕКЦИЯ БЫЛА ПОСВЯЩЕНА СОВРЕМЕННЫМ ПРОМЫШЛЕННЫМ ХОЛОДИЛЬНЫМ КОМПРЕССОРАМ, АППАРАТАМ И КОМПОНЕНТАМ СИСТЕМ ХЛАДОСНАБЖЕНИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ДЛЯ ОБЪЕКТОВ ПРОМЫШЛЕННОГО, ТОРГОВОГО И СПОРТИВНОГО НАЗНАЧЕНИЯ.**

На которой с первым докладом директор Bitzer выступил Тимохин Денис — Генеральный «Современное холодильное оборудование: критерии выбора».

Представители компании Danfoss:

Сухов Евгений Викторович — к.т.н., академик МАХ, член ИР, Директор по развитию направления «Промышленный холод» в СНГ и Восточной Европе довел до сведения о преимуществах полусварных пластинчатых теплообменных аппаратов Danfoss SW при применении в индустриальном холоде;

Устинов Алексей- руководитель направления «Промышленный холод» познакомил с принципом работы воздухоотделителей Danfoss IPS 8 для аммиачных холодильных установок.

Представители компании GEA:

Карев Иван Владимирович — Руководитель направления «Промышленный холод» провел сравнение энергозатрат различных холодильных систем, работающих на компрессорах GEA;

Егоров Иван Сергеевич — Менеджер по развитию бизнеса показал индустриальные решения в промышленном холоде для нефтегазовой отрасли на базе компрессорного оборудования GEA.

Представитель компании WITT Jürgen Filster — Key Account Manager рассказал о преимуществах и достоинствах компонентов WITT для промышленного холода.

Казанцев Александр — старший инженер Mauekawa на примере оборудования Mauekawa показал промышленное применение природных хладагентов.

Тимофеев Евгений Александрович — Генеральный директор «ЭНТЕК» рассказал о преимуществах новой высокоэффективной серии для фреоновых систем SPRAY-испарителей, а также пластинчатых и кожухотрубных теплообменниках для промышленного холода.

Ляврик Вячеслав — Директор ООО «Тобол» подробно остановился на практических аспектах монтажа аммиачных холодильных установок с учетом новых правил, что вызвало большой интерес у проектировщиков и монтажников.

Представитель компании LG Electronics Токтасынов Мурат — тренер Академии Кондиционирования воздуха подробно рассказал об энергосберегающих системах кондиционирования воздуха, предлагаемых на рынке Казахстана.

В Холле Конференции была представлена Выставка партнеров конференции, компаний-членов Казахстанской Ассоциации Холодильной промышленности, членов Международной Академии Холода, стендовые доклады участников конференции.

Кроме того, в конференции принимали участие ведущие университеты данной отрасли: Санкт-Петербургский Национальный Исследовательский Университет ИТМО, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Омский Государственный Технический Университет (ОМГТУ), Национальный университет по кораблестроению им. Адмирала Макарова, Одесская Национальная Академия пищевых технологий (ОНАПТ), ГУ имени Шакарима г. Семей и др, которые представили свыше 60 докладов, некоторые из которых были переданы для публикации в журналы, индексируемых в Scopus .

Конференция была освещена в средствах массовой информации KAZINFORM.

**Председатель представительства МАХ в РК,  
Президент СРО ОЮЛ «КазАХП»,  
к.т.н., Академик МАХ, проф. АТУ  
Цой А.П**

## Официальные Партнеры



**RESEARCH OF THE RESISTANCE OF THE DRIED MATERIAL  
IN THE FLUIDIZED BED DEPENDING ON THE SPEED OF THE DRYING AGENT**

**ИССЛЕДОВАНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВЫСУШИВАЕМОГО МАТЕРИАЛА  
В КИПАЮЩЕМ СЛОЕ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ СКОРОСТИ СУШИЛЬНОГО АГЕНТА**

**Akimov M.M.**<sup>1a</sup>, Cand. Tech. Sc., associate  
professor

**Tussipov N.O.**<sup>1b</sup>

**Alieva M.A.**<sup>1c</sup>

**Davydova S.G.**<sup>2</sup>

**Kim I.A.**<sup>3</sup>

**Акимов М.М.**<sup>1a</sup>, канд. тех. наук., доцент

**Тусипов Н.О.**<sup>1b</sup>

**Алиева М.А.**<sup>1c</sup>

**Давыдова С.Г.**<sup>2</sup>

**Ким И.А.**<sup>3</sup>

1- University named after Shakarim of Semey,  
Kazakhstan, 071400, Semey, Fizkulturnaya, 4

2 – Kazakh Humanitarian Law Innovation  
University

Kazakhstan, Semey, st. Lenin 11

3 – Almaty Management University AlmaU  
Kazakhstan, 050060, Almaty, st. Rozybakieva 227

1 – Университет им. Шакарима г. Семей,  
Казахстан, 071400, Семей, ул. Физкультурная, 4

2 – Казахский гуманитарно-юридический  
инновационный университет

Казахстан, Семей, ул. Ленина 11

3 – Алматы Менеджмент Университет AlmaU  
Казахстан, 050060, Алматы, ул. Розыбакиева 227

**E-mail:** a – mukhamedzhan.akimov@mail.ru; b – tno68@mail.ru; c – alieva-madiya@mail.ru

**Abstract**

This article describes the design features of the fluidized bed dryer for polydispersed materials, which can improve economic efficiency. The obtained dependence for determining the required drive power of rotating horizontal shafts is presented, taking into account the resistance and friction force.

**Аннотация**

В данной статье описываются конструктивные особенности сушилки псевдооживленного слоя для полидисперсных материалов, позволяющие повысить экономическую эффективность. Представлена полученная зависимость для определения необходимой мощности привода вращающихся горизонтальных валов с учетом сопротивления и силы трения.

**Введение (Introduction)**

Пищевые продукты содержат ценные питательные вещества и поэтому могут быстро испортиться бактериями, дрожжами и плесенью, если не предпринять меры к их сохранению. Основными факторами, способствующими сохранению питательных веществ, являются низкое содержание влаги (концентрация), подкисление, путем добавления молочно кислых бактерий и засолка. Порча пищевых продуктов может быть предотвращена путем сушки [1, с. 236].

Сушка в прежние времена производилась с помощью использования лучистой энергии Солнца (атмосферная сушка), сейчас для обезвоживания продуктов используется много видов сложного оборудования и методов. Качественный аспект сушеных продуктов вовремя сушки и после сушки – это очень сложное явление. В последнее время предпринимаются значительные усилия для понимания химических и биохимических изменений, происходящих при обезвоживании, а также для разработки методов предотвращения нежелательных потерь качества [2, с. 265].

Повышенная адгезионная способность и высокая термочувствительность белковосодержащих продуктов не допускают нагрев материала до температуры, превышающей предельно допустимую, и обуславливают необходимость применения процессов и установок, в которых обеспечиваются равномерный нагрев и сушка. При высушивании белковосодержащих продуктов имеется ряд трудностей, связанных с большой термолабильностью белков, что не дает возможности существенно увеличить термический КПД.

С учетом выше сказанного, для минимизации термической деградации продукта и других связанных с нагревом проблем, таких как липкость продукта в сушилке рекомендуется умеренный температурный диапазон. Кроме того, целесообразно в целях повышения эффективности процесса сушки проводить его в псевдооживленном слое в сочетании с механическим ворошением [2, с. 148].

## Объекты и методы исследования (Methodology)

Авторами статьи разработана экспериментальная установка [3] для сушки полидисперсных материалов в псевдооживленном слое с целью выявления оптимальных режимов сушки, сокращения удельных затрат тепла и электроэнергии на сушку, механизации и автоматизации сушильной установки, интенсификации процесса в целом для достижения высокой производительности.

Конструктивными особенностями сушильной установки являются установленные в нижней части камеры, подсоединенные к приводу взаимопараллельные горизонтальные валы с насадками и тангенциальные патрубки ввода теплоносителя в сушильную камеру.

Такая конструкция установки позволяет интенсифицировать процесс сушки, регулировать порозность слоя, создать режим устойчивого псевдооживления, исключить образование застойных зон и каналобразование, предотвратить агломерацию частиц высушиваемого материала.

Сущность процесса псевдооживления состоит в том, что при продувании слоя высушиваемого материала восходящим потоком газа при определенной скорости газа, называемой критической скоростью слой переходит во взвешенное состояние и приобретает свойство текучести. В этом состоянии расстояние между определенными частицами увеличивается настолько, что на перемещение их требуется значительно меньшие затраты энергии, чем в случае, если бы слой не был взвешен потоком газа. По своей подвижности кипящий слой высушиваемого материала напоминает вязкую жидкость [4].

Гидродинамика кипящего слоя наиболее наглядно описывается кривой псевдооживления, представляющей собой зависимость между скоростью газа и сопротивлением слоя материала.

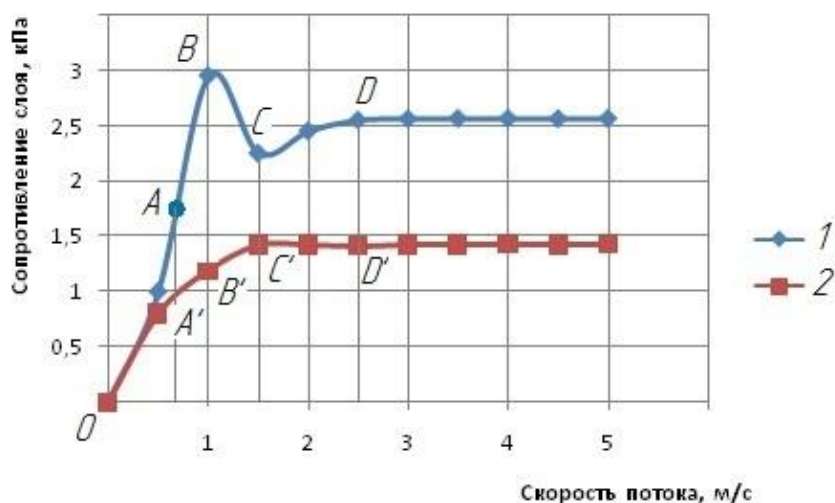


Рисунок 1 -Сопротивление слоя высушиваемого материала в зависимости от скорости потока сушильного агента: 1 - установки с газораспределительной решеткой; 2 - экспериментальной установки с вращающимися насадками.

Из представленной на рисунке 1 классической кривой состояния псевдооживленного слоя видно, что при продувании слоя сопротивление его возрастает пропорционально скорости воздуха в степени  $n$  (участок OA). На участке AB (кривая 1) слой начинает разрыхляться. При скорости  $w_{кр}$  сопротивление слоя достигает максимального значения, при дальнейшем незначительном увеличении скорости, как правило, наблюдается падение сопротивления, вызванное образованием каналов, через которые прорывается часть воздуха. Образование каналов обуславливают, некоторое увеличение скорости воздуха при уменьшающемся сопротивлении слоя [5].

На кривой 2 полученной нами при исследовании состояния псевдооживленного слоя в экспериментальной установке сопротивление слоя ниже вследствие отсутствия газораспределительной решетки и ворошения слоя материала при помощи насадок.

Наличие внутри камеры экспериментальной сушилки двух взаимопараллельных горизонтальных вращающихся валов с закрепленными на них насадками не создает само по себе, в сравнении с известными конструкциями установок сушки материала в псевдооживленном слое с использованием газораспределительных решеток, значительного гидравлического сопротивления для прохождения теплоносителя и даже способствуют его уменьшению в случае применения процесса перемешивания высушиваемого материала. Перемешивание материала позволяет создать мягкий гидродинамический



режим, то есть свести переходную стадию до минимума, избежать явления каналообразования, создать развитую поверхность контакта материала с сушильным агентом и обеспечить постоянное ее обновление, позволяет более полно использовать энергию теплоносителя, что тем самым увеличивает производительность сушилки по испаряемой влаге и повышает интенсивность процесса сушки.

Применение установленных в корпусе с возможностью взаимодействия с внутренней поверхностью камеры насадок, закрепленных на вращающихся горизонтальных валах, позволяет непрерывно очищать стенки камеры от материала, дезинтегрировать продукт, предотвращая тем самым окомкование высушиваемого материала и образование в камере застойных зон.

### Результаты и их обсуждение (Results and discussion)

Радиальная скорость насадок  $w_p$ , обеспечивающая энергичное перемешивание и минимальное сопротивление псевдооживленного слоя, приравниваемая к критической скорости псевдооживления  $w_{kp}$  определялась по формуле О.М. Тодеса [6]:

$$Re_{kp} = \frac{Ar}{1400 + 5,22 \cdot \sqrt{Ar}} \quad (1)$$

где  $Re_{kp}$  - критерий Рейнольдса  $Re_{kp} = \frac{w_{kp} \cdot d}{\nu}$

$$Ar - \text{критерий Архимеда } Ar = \frac{g \cdot d^3 \cdot \rho_{ч}}{\nu^2}$$

Откуда

$$w_{kp} = \frac{Re_{kp} \cdot \nu}{d} \quad (2)$$

При движении радиальной насадки в перемешиваемом продукте ей приходится преодолевать сопротивление, вызываемое как силой тяжести и внутренним трением продукта, так и трением продукта о насадку. Радиальная сила сопротивления может быть определена из схемы, представленной на рисунке 2.

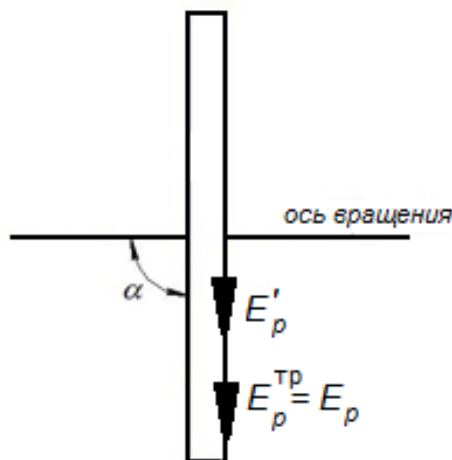


Рисунок 2 - Расчетная схема для определения сил сопротивления, действующих на радиальную насадку

однако

$$\bar{E}_p = \bar{E}'_p + \bar{E}_p^{mp}$$

$$E'_p = E \cdot \cos \alpha = 0$$

$$E_p^{mp} = E_{mp} \cdot \sin \alpha = E \cdot \mu \cdot \sin \alpha = E \cdot \mu \quad (3)$$

$$E_p = E \cdot \mu = \mu \cdot \gamma \cdot h_{cp} \cdot f \cdot \operatorname{tg}^2 \left( 45^\circ + \frac{\rho}{2} \right)$$

где  $\alpha$  - угол наклона, в угловых градусах;

$\mu$  - коэффициент трения продукта о насадку сила тяжести продукта, Н/м;

$\gamma$  - сила тяжести продукта, Н/м

$\rho$  - угол внутреннего трения продукта, в угловых градусах;

$h_{cp}$  - средняя глубина погружения данной насадки в продукт, м.

Определив равнодействующие силы сопротивления продукта по формуле (3) и подставив вместо радиальной скорости рабочую скорость сушильного агента  $w_{кр}$ , определяем необходимую мощность.

Необходимая мощность привода для вращения горизонтальных валов рассчитывается в соответствии с типовым расчетом смесителя непрерывного действия. Мощность необходимая для вращения валов с насадками равна:

$$N = \sum_1^z \frac{E_p \cdot w_p}{1000} \quad (4)$$

где  $E_p$ - радиальная составляющая равнодействующей сил сопротивления продукта, действующая на вертикальную насадку погруженную в продукт, Н;

$w_p$  - радиальная скорость насадки, м/с;

$z$  - число вертикальных насадок, одновременно погруженных в продукт, шт.

#### **Заключение (Conclusion)**

Как показали предварительные результаты исследований, подобная конструкция сушильной установки позволяет достичь сокращения раза потребления энергии вследствие уменьшения сопротивления слоя высушиваемого материала.

Высокая интенсивность процесса, а, следовательно, небольшая его длительность, равномерная термообработка каждой отдельной частицы – все это создает предпосылки для получения высококачественного высушенного продукта.

#### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Y. H. Hui, Lisbeth Meunier-Goddik, Jytte Josephsen Handbook of Food and Beverage Fermentation Technology - 2004 - Technology & Engineering: P. 236 - ISBN: 0-8247-4780-1
2. Drying technologies in food processing /edited by Xiao Dong Chen, Arun S. Mujumdar - 2008 Blackwell Publishing Ltd: P. 113-265 - ISBN-13: 978-1-4051-5763-6
3. Авторское свидетельство №12476. 16.12.96
4. Гальперин Н. И. Псевдооживление.- М.; Знание, 1968. - 63 с
5. Гинзбург А.С., Резников В.Л. Сушка пищевых продуктов в кипящем слое. -М.: Пищевая промышленность. 1966. - 188 с.
6. Тодес О.М. Цитович О.Б. Аппараты с кипящим зернистым слоем (гидравлические и тепловые основы работы) - Л.: Химия. 1981, - 296 с.

УДК 635-156

### **HEAT AND MASS TRANSFER MODELING DURING STORAGE OF FOOD RAW MATERIALS MOUNDS IN CONDITIONS OF ACTIVE VENTILATION**

### **МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛО- И МАССОПЕРЕНОСА ПРИ ХРАНЕНИИ НАСЫПЕЙ ПИЩЕВОГО СЫРЬЯ В УСЛОВИЯХ АКТИВНОГО ВЕНТИЛИРОВАНИЯ**

<p><b>Alekseev G.V.<sup>a</sup></b>, Doct. Tech. Sc., Professor  <b>Voronenko B.A.<sup>b</sup></b>, Doct. Tech. Sc., Professor  <b>Egorova O.A.<sup>c</sup></b>  <b>Leu A.G.<sup>d</sup></b></p>	<p><b>Алексеев Г.В.<sup>a</sup></b>, докт. тех. наук, профессор  <b>Вороненко Б.А.<sup>b</sup></b>, докт. тех. наук, профессор  <b>Егорова О.А.<sup>c</sup></b>  <b>Леу А.Г.<sup>d</sup></b></p>
<p>University ITMO,          Russian Federation, 197101,          St. Petersburg, Lomonosov str., 9</p>	<p>Университет ИТМО,          Российская Федерация, 197101,          г. Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, д. 9</p>
<p><b>E-mail:</b> a – gva2003@mail.ru; b – voronenkoboris@yandex.ru; c – jeerol@list.ru; d – anna.leu@mail.ru</p>	

#### **Abstract**

Questions storage process research possibility of plant agricultural raw materials are considered in article. Rational nature management, recognized worldwide as the dominant trend in the development of the economy, involves the fullest use in the processing of plant raw materials consumed by human. Thus, the

considered possibilities of modeling the storage conditions of mounds of various types of agricultural raw materials in the conditions of active ventilation are very relevant.

#### Аннотация

В статье рассмотрены вопросы возможности исследования процесса хранения сельскохозяйственного сырья растительного происхождения. Рациональное природопользование, признанное во всем мире доминирующей тенденцией развития экономики, предполагает наиболее полное использование при переработке потребляемого человеком растительного сырья. Таким образом, рассматриваемые возможности моделирования условий хранения насыпей различных видов сельскохозяйственного сырья в условиях активного вентилирования являются весьма актуальными.

#### Введение (Introduction)

Одним из основных способов хранения насыпей пищевого сырья (топинамбура, картофеля, семян масличных культур) является способ активного вентилирования, т.е. усиленного обмена воздуха внутри насыпных пространств [1-4].

Активное вентилирование осуществляется путем принудительного продувания воздуха (атмосферного или кондиционированного) через насыпь пищевого сырья, хранящуюся на открытых площадках и в складских помещениях. Насыпи пищевого сырья после активного вентилирования характеризуются влажностью и температурой, уровень которых определяется продолжительностью процесса, удельной подачей, температурой и относительной влажностью вентилирующего воздуха. Сортность насыпи пищевого сырья, его влажность и температура определяют продолжительность хранения и периодичность повторного вентилирования. В ряде случаев активное вентилирование производится с целью сушки.

В качестве базы для сравнения принято хранение насыпи пищевого сырья без активного вентилирования.

К числу основных преимуществ использования активного вентилирования, определяющих экономическую эффективность, относятся: уменьшение прироста кислотного числа в процессе хранения, снижение потерь при хранении, возможность снижения потерь и увеличения выхода товарной массы насыпи пищевого сырья при его дальнейшей переработке.

#### Постановка задачи

Для описания процесса хранения насыпи пищевого сырья в условиях активного вентилирования нами выбрана математическая модель тепло- и массообмена в слое, предложенная А.Ю. Михайловым [4,5], с учетом интенсивности дыхания отдельных объектов. В связи с тем, что реальные процессы часто протекают в слое, элементы которого не являются малыми, исследователями были обобщены граничные условия в направлении установления связей тела со средой, прежде всего связей между температурой поверхности тела и температурой теплоносителя для задачи чистой теплопроводности [6] и для задачи совместного теплопереноса [4,5].

Таким образом, математическая постановка задачи тепло- и массопереноса в насыпи, представляющей собою слой дисперсного (влажного) материала, состоящий из частиц сферической формы постоянного радиуса  $R$ , через который в направлении  $z$  продувается теплоноситель с постоянной скоростью  $v$ , может быть сформулирована следующим образом: требуется решить систему дифференциальных уравнений в частных производных

$$\frac{\partial [rt(r,\tau)]}{\partial \tau} = a_q \frac{\partial^2 [rt(r,\tau)]}{\partial r^2} + \frac{\varepsilon \rho}{c_q} \frac{\partial [ru(r,\tau)]}{\partial \tau} + \frac{qr}{c_q}; \quad (1)$$

$$\frac{\partial [rt(r,\tau)]}{\partial \tau} = a_m \frac{\partial^2 [rt(r,\tau)]}{\partial r^2} + a_m \delta \frac{\partial^2 [rt(r,\tau)]}{\partial r^2} + \frac{qr}{c_q}; \quad (0 < r < R, \tau > 0) \quad (2)$$

при следующих начальных и граничных условиях:

$$-\lambda_q \frac{\partial t(R,\tau)}{\partial \tau} = a_q [t_c(z,\tau) - t(R,\tau)] - (1 - \varepsilon) \rho j_m = 0; \quad (3)$$

$$\lambda_m \left[ \frac{\partial u(r,\tau)}{\partial r} + \delta \frac{\partial t(R,\tau)}{\partial \tau} \right] + j_m = 0; \quad (4)$$

$$\frac{\partial t_c(z,\tau)}{\partial \tau} + v \frac{\partial t_c(z,\tau)}{\partial z} + \frac{\alpha_q F}{c_q \gamma_c m} [t_c(z,\tau) - t(R,\tau)] = 0; \quad (5)$$

$$(0 < z < h, \tau > 0);$$

$$\frac{\partial t(0,\tau)}{\partial r} = \frac{\partial u(0,\tau)}{\partial \tau} = 0; t(0,\tau) < \infty; \quad (6)$$

$$\text{при } z=0 \quad t_c(0,0)=t_{c0}=\text{const};$$

$$\text{при } z=\nu \tau_c \quad t(r,\tau_c)=t_0=\text{const}; u(\tau_c)=u_0=\text{const}. \quad (7)$$

Здесь дифференциальное уравнение (1) – уравнение теплопереноса; (2) – уравнение влагопереноса внутри материала (семени); (3) А граничное условие третьего рода, описывающее конвективный теплообмен насыпи пищевого сырья с окружающей средой (теплоносителем); (4) – граничное условие, описывающее массо- (влаго-)обмен тела с окружающей средой; дифференциальное уравнение (5) связывает температуру потока газа (воздуха) и поверхности объектов; равенства (6) А условия симметричности, а неравенство (6) отражает факт физической ограниченности температуры в центре объекта; (7) – начальные условия, т.е. значения потенциалов тепло- и массопереноса в теплоносителе и частицах слоя до их соприкосновения.

В работах [4,5,7] дано приближенное решение краевой задачи (1), (3), (5) – (7), т.е. задача теплопереноса в случае отсутствия фазовых превращений ( $p=0$ ). Кроме того, авторы не учитывали действия внутреннего источника теплоты, т.е. уравнение (1) решено ими при условии  $q=0$ .

Однако, при хранении сельскохозяйственного сырья цельная теплота дыхания, является важнейшим показателем, который должен быть положен в основу всех теплотехнических расчетов охлаждающих систем хранилищ.

### Результаты и их обсуждение

Нами приняты следующие аналитические зависимости интенсивности дыхания объектов от времени:

$$q = q_1 \pm q_2 \exp(-k\tau), \quad (8)$$

которые выведены на основе экспериментальных данных интенсивности дыхания насыпи пищевого сырья различной влажности [4,5]. Нижний знак относится к масличным культурам, верхний — к объектам типа топинамбура или картофеля.

Аналитические решения для поля температур в материале (частице насыпи пищевого сырья) и теплоносителя получены в следующем виде:

$$T(X, F_0) = \frac{t(r, \tau) - t_0}{t_{c_0} - t_0} = 1 + P_{0_1} \left[ F_0 - \frac{Z}{Pe} \pm \frac{P_{0_2}}{PdP_{0_1}} \exp\left(-\frac{Pd}{Pe}Z\right) \left(1 - \exp\left(-Pd\left(F_0 - \frac{Z}{Pe}\right)\right)\right) \right] + MnMrZ(P_{0_1} - 1) \sum_{n=1}^{\infty} A_n^2 \frac{1}{\mu_n \sin \mu_n} \left\{ \left[ \frac{\mu_n^2}{\varphi_n} + \mu_n^2 \left(F_0 - \frac{Z}{Pe}\right) + \frac{Bi_q}{2} \right] \frac{\sin \mu_n X}{\mu_n X} - \cos \mu_n X \right\} \cdot \exp\left(-\mu_n^2 \left(F_0 - \frac{Z}{Pe}\right)\right) + \dots; \quad (9)$$

$$T_c(Z, F_0) = \frac{t(z, \tau) - t_0}{t_{c_0} - t_0} = 1 + MnMrZ \left[ \frac{1}{3Bi_q} \left(P_{0_1} - Pe \pm \frac{PeP_{0_2}}{Pd}\right) \mp \frac{P_{0_2}}{Pd} \frac{1 - \frac{tg\sqrt{Pd}}{\sqrt{Pd}}}{1 + (Bi_q - 1) \frac{tg\sqrt{Pd}}{\sqrt{Pd}}} - \sum_{n=1}^{\infty} \left(1 + \frac{P_{0_1}}{\mu_n^2} \pm \frac{P_{0_2}}{Pd - \mu_n^2}\right) \cdot \exp\left(-\mu_n^2 \left(F_0 - \frac{Z}{Pe}\right)\right) \right] + \quad (10)$$

Здесь:

$$A_n = \frac{2Bi_q}{\varphi_n}; \quad \varphi_n = \mu_n^2 + Bi_q(Bi_q - 1);$$

$\mu_n$  – последовательные положительные корни характеристического уравнения

$$tg\mu = -\frac{\mu}{Bi_q - 1} V \quad (11)$$

При  $P_{0_1}=P_{0_2}=0$  из (9) и (10) следуют решения для поля температур в материале и теплоносителе, полученные в [4] и [5].

Для длительного хранения насыпи пищевого сырья при использовании активного вентилирования и зависимости интенсивности дыхания объектов от времени по закону

$$q=q_1-q_2 \exp(-k\tau) \quad (12)$$

методами математической физики получено аналитическое решение задачи (1), (3), (5)-(7), (12) в следующем виде [8]:

$$T(X, F_0) = \frac{t(r, \tau) - t_0}{t_{c_0} - t_0} = 1 - A - \frac{P_{0_2}}{Pd} \left(1 - Bi_q \frac{A_p}{X}\right) \exp(-PdFo) + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \frac{1 - \frac{P_{0_2}}{P_{0_1}} - \frac{\mu_n^2}{Pd}}{\mu_n^2 \left(1 - \frac{\mu_n^2}{Pd}\right)} +$$

$$+ \frac{1}{X} \int_0^{Fo} \left\{ \int_0^{Fo^*} N(Fo^*) M(Fo^* - Fo^{**}) dFo^{**} - 1 \right\} \exp(-wZ) + K^*(Fo^*) \left. \right\} \times \sum_{n=1}^{\infty} A_n \exp(-\mu_n^2 (Fo - Fo^*)) dFo^*; \quad (13)$$

$$T_c(Z, Fo) = \frac{t(z, \tau) - t_0}{t_{c_0} - t_0} = 1 - K(Fo) - \left[ N(Fo) - Pe \int_0^{Fo} N(Fo^*) M(Fo - Fo^*) dFo^* \right], \quad (14)$$

$$\text{где } A_0 = \frac{P_{01}}{6} \left( 1 + \frac{2}{Bi_q} - X^2 \right) - 1;$$

$$A_p = \frac{\sqrt{Pd} \frac{\sin(\sqrt{Pd}Z)}{\cos\sqrt{Pd}}}{1 + (Bi_q - 1) \frac{tg\sqrt{Pd}}{\sqrt{Pd}}};$$

$$A_n = \frac{2Bi_q}{Bi_q(Bi_q - 1) + \mu_n^2};$$

$$K^*(Fo) = g(1 + K(Fo));$$

$$g = 1 + \frac{32}{\pi^4} K_1;$$

$$\gamma = \frac{\pi}{8} - 1 + \frac{1}{Bi_q};$$

$$w = \frac{K_1 \gamma \chi}{Pe};$$

$$\beta = \frac{\pi^4 \gamma g}{32};$$

$$K(Fo) = \frac{1}{1 + \frac{\pi^4}{32K_1}} \times$$

$$\times \left\{ 1 - P_{01} \left[ \frac{P_{02}}{P_{01}} + \frac{Pd}{\beta} + PdFo + \frac{1}{P_{01} - P_{02}} \times \left( Pd + \frac{P_{01}P_{02} - Po - \frac{PdP_{01}}{\beta}}{1 - \frac{\beta}{Pd}} \right) \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \exp(-\beta Fo) + \frac{P_{02}}{1 - \frac{\beta}{Pd}} \exp(-PdFo) \right] \right\}$$

$$K_1 = Mn \frac{c_q \gamma q}{c_c \gamma c} = \frac{MnMrPe}{Bi_q};$$

$\mu_n$  – последовательные положительные корни характеристического уравнения

$$tg\mu = \frac{\mu}{1 - Bi_q};$$

$$N(Fo) = I_0 \left( \frac{\pi^2}{2\sqrt{2}} \sqrt{wyz\theta} \right) \exp\left(-\frac{\beta}{g}\theta\right) + \frac{\beta}{g} \int_0^{\theta} I_0 \left( \frac{\pi^2}{2\sqrt{2}} \sqrt{wyz\theta^*} \right) \exp\left(-\frac{\beta}{g}\theta^*\right) d\theta^*;$$

$$M(Fo) = \Delta(Fo) +$$

$$+ \frac{\gamma K_1}{Pe} \left[ 1 - \left( \frac{\frac{\beta}{Pd}(P_{01} - P_{02}) - \frac{1}{P_{01}}}{\beta \left( \frac{\beta}{Pd} - 1 \right)} \right) \exp(-\beta Fo) + \frac{1}{\beta} \left( P_{01} - \frac{P_{02}}{1 - \frac{\beta}{Pd}} \right) \exp(-PdFo) \right];$$

$$\Delta(Fo) = \begin{cases} \frac{1}{Ho}, & \text{при } 0 < Fo < Fo^*; \\ 0, & \text{при } Fo > Fo^* \end{cases}; \quad - \text{импульсная функция первого порядка; } \theta = Fo - \frac{Z}{Pe};$$

$I_0(x)$  – модифицированная функция Бесселя первого рода нулевого порядка.

Из полученных решений (13) и (14) можно определить усредненные по объему значения температуры, затем темп нагрева (охлаждения) слоя насыпи пищевого сырья и расход энергии, необходимой для доведения насыпи до определенной температуры. Искомые решения дают возможность прогнозировать температуру и длительность хранения насыпи пищевого сырья.

**Заключение**

Из решений (13)-(14) при некоторых упрощениях можно получить формулы, удобные для инженерных расчетов полей температур в насыпи пищевого сырья и теплоносителя:

$$\begin{aligned}
 T(X, F_0) &= \frac{t(r, \tau) - t_0}{t_{c_0} - t_0} = \\
 &= P_{0_1} \left[ \frac{1}{6} \left( 1 + \frac{2}{Bi_q} - X^2 \right) + \left( \frac{1}{Pe} + \frac{32 MnMr}{\pi^4 \gamma Bi_q} \right) Z + \frac{1}{Pd} + \frac{1}{P_{0_1}} \left( 1 - \frac{P_{0_1} - P_{0_2}}{Pd} \right) \right] + \\
 &+ \frac{Bi_q}{X} \left\{ \frac{P_{0_2}}{Bi_q} \left[ \frac{MnMrX}{Pd - \frac{\pi^4 \gamma}{32}} - \frac{1}{Pd} \right] \times \sin(\sqrt{Pd}X) \exp \left( -Pd \left( Fo - \frac{Z}{Pe} \right) \right) + \right. \\
 &\quad \left. + \frac{1}{\varphi_\gamma} \left[ \frac{MnMrX \left( P_{0_1} - P_{0_2} - \frac{32 Pd P_{0_1}}{\pi^4 \gamma} \right)}{Bi_q \left( Pd - \frac{\pi^4 \gamma}{32} \right)} - 1 \right] \times \right. \\
 &\quad \left. \times \sin \frac{\pi^2 \sqrt{2\gamma}}{8} \exp \left( -\frac{\pi^4 \gamma}{32} \left( Fo - \frac{Z}{Pe} \right) \right) + (Bi_q - 1) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin(\mu_n X)}{\varphi_n \cos \mu_n} \times \right. \\
 &\quad \left. 1 + \frac{MnMr}{Bi_q \left( \frac{\pi^4 \gamma}{32} - \mu_n \right)} \left[ Pd P_{0_1} + \left( Pd - P_{0_1} + P_{0_2} \right) \mu_n^2 - \mu_n^4 \right] + \frac{Pd P_{0_1}}{\mu_n^2} - P_{0_1} + P_{0_2} \right. \\
 &\quad \left. \times \frac{Pd - \mu_n^2}{Pd - \mu_n^2} \times \exp \left( -\mu_n^2 \left( Fo - \frac{Z}{Pe} \right) \right) \right\}; \\
 T_c &= \frac{t(z, \tau) - t_0}{t_{c_0} - t_0} = 1 + \frac{\gamma MnMr Z}{Bi_q} \times \\
 &\times \left\{ \frac{32}{\pi^4 \gamma} P_{0_1} + \frac{1}{Pd - \frac{32}{\pi^4 \gamma}} \left[ P_{0_2} \exp \left( -Pd \left( Fo - \frac{Z}{Pe} \right) \right) + \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. + \left( P_{0_1} - P_{0_2} - \frac{32 Pd P_{0_1}}{\pi^4 \gamma} - Pd - \frac{\pi^4 \gamma}{32} \right) \exp \left( -\frac{\pi^4 \gamma}{32} \left( Fo - \frac{Z}{Pe} \right) \right) \right] \right\}
 \end{aligned}$$

где  $\varphi_k = \sqrt{Pd} \cos \sqrt{Pd} + (Bi_q - 1) \sin \sqrt{Pd}$ ;  $\varphi_\gamma = \alpha \cos \alpha + (Bi_q - 1) \sin \alpha$ ;  
 $\alpha = \frac{\pi^2 \sqrt{2\gamma}}{8}$ .

### Обозначения

$T(X, F_0)$ ,  $T_c(Z, F_0)$  – безразмерные температуры объекта и теплоносителя соответственно;  $t(r, \tau)$  – температура объекта (тела, материала);  $t_0$  – начальная температура объекта;  $t_c(z, \tau)$  – температура теплоносителя;  $t_{c_0}$  – начальная температура теплоносителя;  $r, z$  – текущие координаты;  $R$  – радиус шара;  $h$  – высота слоя материала;  $\tau$  – время;  $a_q$  – коэффициент температуропроводности;  $\varepsilon$  – коэффициент фазового превращения жидкости в пар (пара в жидкость);  $\rho$  – удельная теплота фазового превращения  $c_q$  – удельная теплоемкость тела;  $c_c$  – удельная теплоемкость теплоносителя;  $u(r, t)$  – влагосодержание тела;  $u_0$  – начальное влагосодержание тела;  $a_m$  – коэффициент влагопроводности;  $\delta$  – термоградиентный коэффициент;  $\lambda_q$  – коэффициент теплопроводности;  $\lambda_m$  – коэффициент массопроводности;  $\alpha$  – коэффициент теплообмена;  $j_m$  – интенсивность испарения (конденсации) с поверхности тела;  $\gamma_q$  – плотность материала;  $\gamma_c$  – плотность теплоносителя;  $v$  – скорость теплоносителя;  $F$  – площадь миделевого сечения;  $m$  – порозность слоя;  $q$  – удельная теплота дыхания насыпи пищевого сырья;  $q_1$  и  $q_2$  – составляющие интенсивности дыхания объектов;

$$Z = \frac{z}{h}, X = \frac{r}{R} \text{ – безразмерные координаты;}$$

$$\chi = \frac{h}{R}, Fo = \frac{a_q \tau}{R^2} \text{ – число Фурье; } \frac{kR^2}{a_q} \text{ – число Предводителя;}$$

$$Bi_q = \frac{a_q R}{\lambda_q} \text{ – число Био; } Mn = \frac{FR}{m} \text{ – число Миниовича;}$$

$$Pe = \frac{vR}{a_q} \text{ – число Пекле; } P_{0_1} = \frac{q_1 R^2}{a_q c_q (t_{c_0} - t_0)}, P_{0_2} = \frac{q_2 R^2}{a_q c_q (t_{c_0} - t_0)} \text{ – числа Померанцева;}$$

$$Ho = \frac{v\tau}{r} = FoPe \text{ – критерии гомохронности;}$$

$$Mr = \frac{a_q}{vc\gamma_c} \text{ – число Маргулиса.}$$

Возможность практического использования полученных результатов тесно связана с экспериментальным определением и идентификацией использованных критериев подобия.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Голдовский, А. М. Теоретические основы производства растительных масел. / А. М. Голдовский. – М.: Пищепромиздат, 1956. – 447 с.
2. Волков, М. А. Влияние режимных параметров активной вентиляции на потери массы плодоовощной продукции / А. М. Волков, А. Ф. Джафаров, В. Д. Шестаков // Сб. науч. трудов (Межвузовский) «Проблемы совершенствования торгово-технологического оборудования». – Л.: 1982. С. 68–78.
3. Шибаев, П. Н. Активное вентилирование семян / П. Н. Шибаев, Б. А. Карпов. – М.: Россельхозиздат, 1969.
4. Михайлов, Ю. А. Аналитические исследования тепло- и массообмена при конвективной сушке // Автореферат дисс. на соиск. уч. степ. к.т.н. – М.: МТИПП, 1957.
5. Кучинская, В. Ю. Технология хранения кормовых брикетов в хранилищах башенного типа. // Автореферат дисс. на соиск. уч. ст. к.т.н. – Елгава: Латвийская с.-х. академия, 1986. – 18с.
6. Иванцев, Г. Л. Прогрев неподвижного слоя шаров потоком горячего газа. / Г. Л. Иванцев, Б. Я. Любов. – ДАН СССР, т. 86, №2, 1952. – С. 293–296.
7. Alexeev, G. V. Modelling of heat and mass transfer processes of capillary-porous bodies / G. V. Alexeev, M. V. Goncharov, A. G. Leu, O. I. Nikolyuk // Journal of Physics: Conference Series. – 2019. – Vol. 1399. – P. 44-53.
8. Лыков, А. В. Теория тепло- и массопереноса / А. В. Лыков, Ю. А. Михайлов. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 536 с.

УДК 536

#### FEATURES OF RELIEF OBTAINING ON THE SURFACE OF STEEL PARTS USING A 50 W LASER

#### ОСОБЕННОСТИ ПОЛУЧЕНИЯ РЕЛЬЕФА НА ПОВЕРХНОСТИ СТАЛЬНЫХ ИЗДЕЛИЙ С ПОМОЩЬЮ ЛАЗЕРА МОЩНОСТЬЮ 50 Вт

<p><b>Amiaga J. V.</b><sup>1a</sup>  <b>Vologzhanina S. A.</b><sup>2b</sup>, Doct. Tech. Sc., associate professor</p>	<p><b>Амяга Д. В.</b><sup>1a</sup>  <b>Вологжанина С. А.</b><sup>2b</sup>, докт. тех. наук, доцент</p>
<p>ITMO university,          Russian Federation, 197101,          St. Petersburg, Kronverksky Pr., 49</p>	<p>Университет ИТМО,          Российская Федерация, 197101,          Санкт-Петербург, Кронверкский пр-т, 49</p>
<p><b>E-mail:</b> a – jooneg@gmail.com; b – svet_spb@mail.ru;</p>	

#### Abstract

Convex linear structures of various configurations with a height of up to 200  $\mu\text{m}$  and a depth of up to 100  $\mu\text{m}$ , point structures with a height of up to 500  $\mu\text{m}$  were obtained on the surface of the steel using a 50 W 1.064  $\mu\text{m}$  wavelength nanosecond pulsed fiber laser source. No additives were used. The structures were formed from the material of the irradiated steel by controlling the dynamics of the melt. The possibility of forming Braille on a steel surface using this technology is demonstrated. The results are encouraging for a number of industry sectors where electron beam machines and high-powered laser sources are cost prohibitive, and one need a high rate of obtaining topology.

#### Аннотация

На поверхности стали с помощью импульсного наносекундного волоконного лазера мощностью 50 Вт и длиной волны 1,064 мкм без присадочных материалов получен выпуклый рельеф в форме линий с высотой до 200 мкм и глубиной до 100 мкм, точечный рельеф с высотой до 500 мкм. Рельеф был сформирован из материала облученной стали, посредством управления динамикой расплава. Показана возможность нанесения шрифта Брайля на стальную поверхность с использованием этой технологии. Результаты перспективны для отраслей промышленности, где электронно-лучевые машины и мощные лазерные источники являются непомерно дорогостоящими, и нужна высокая скорость получения рельефа.

## Введение

В настоящее время тенденция исследований лазерной микрообработки металлов постепенно смещается в сторону изучения возможностей лазеров с короткими и ультракороткими импульсами (пико- и фемтосекундные). Существует ряд работ, посвящённых производительности лазерной абляции (скорости удаления материала) металлов [1, 2]. В работе [1] авторы проводят сравнение микро-, нано-, пико- и фемтосекундных источников лазерного излучения с точки зрения скорости удаления материала при получении отверстий. В работе [1] показано, что наносекундные источники обеспечивают максимальный КПД абляции на единицу приложенной энергии. Традиционно наличие выплесков жидкой фазы и граты на краях отверстий в процессе их получения является нежелательным. Это уменьшает КПД процесса, а также качество отверстий и других элементов микрообработки. Авторы [2] сообщают о том, что при обработке поверхности изделий из стали и меди излучением с длиной волны 532 нм при росте длительности импульса от 10 до 100 пс в передаче энергии в материал начинает доминировать теплопроводность. С ростом длительности импульса растёт скорость абляции, увеличивается количество жидкой фазы, что, в свою очередь, снижает качество микроструктурирования металлической поверхности [2]. Следовательно, контроль жидкой фазы при обработке схожими лазерными источниками необходимо проводить начиная с длительности импульса 0,1 нс.

В работе [3] показано, что при обработке металлических поверхностей наносекундным излучением важную роль играет распределение мощности импульса во времени. Авторами [3] предложено при исследовании микрообработки металлических поверхностей импульсным наносекундным излучением изучать влияние временного распределения мощности или указывать его при публикации результатов исследований в этой области. На рынке в настоящее время присутствуют разные производители наносекундных лазерных излучателей и у каждого производителя распределение мощности во времени может сильно отличаться. Более того, не все производители указывают в паспорте такую характеристику. Форма импульса в [3] определялась положением пика мощности в распределении, было исследовано три типа распределения: «пик в начале», «пик в середине», «пик в конце». Авторы [3] приводят экспериментальные данные роста КПД абляции в 1,5 раза при изменении формы импульса с «пик в конце» на форму «пик в начале».

Получение специального рельефа на поверхности металлов при помощи наносекундного излучения в настоящее время является актуальной задачей. Создание рельефа на поверхности металла при помощи лазерного источника и сканирующей системы может быть использовано, например, для улучшения адгезионных свойств поверхности, как показано в работах [4-6]. В работе [4] исследовали свойства соединения алюминия с термопластиком при создании рельефа на металлической поверхности лазерным излучением. Показано, что наличие сетчатого и кратероподобного рельефа на поверхности металла улучшает прочностные свойства соединения разнородных материалов. В схожей работе [5] показано как создание рельефа на поверхности титана улучшает соединение его с поликарбонатом. В работе [6] авторы исследовали механические свойства соединения полимер/металл, при этом на поверхности металла были нанесены наклонные канавки при помощи лазерного излучения. Наклон канавок обеспечивался наклоном детали относительно вертикальной оси сканаторной системы.

Создание рельефа на поверхности металлических изделий, представляющего из себя канавки или кратеры может улучшать и другие свойства поверхности. Так, в работе [7] показано, как создание канавок на поверхности образцов из алюминиевого и титанового сплава улучшает поглощающие характеристики поверхности в видимом и ИК диапазоне и придает капиллярные свойства обработанной поверхности. В работе [8] авторы показали, что создание топологии при помощи лазера со сканирующей системой может улучшать трибологические свойства поверхности стали.

В работе [9] исследовано получение пяти типов рельефа и предложена математическая модель возникновения периодического рельефа в рамках одной лазерной дорожки на поверхности титана и нержавеющей стали. В этой работе использовался 50 Вт излучатель фирмы IPG, работающий на длине волны 1,064 мкм и длительностью одного импульса 100 нс и были представлены общие механизмы образования того или иного рельефа, а также характер возникновения: случайный или контролируемый. Существенно, что при разработке модели авторы [9] учитывали поведение жидкой фазы при возникновении рельефа.

Среди видов рельефа в [9] был приведен тип «микрошероховатости с характерной высотой 100 нм или менее». Размер таких неровностей не определялся размером пятна лазерного излучения, которое было равно 25 мкм. Возникновение таких микрошероховатостей объяснялось



термокапиллярными процессами, термо- и плазмохимическими реакциями, поверхностными дефектами и дислокациями. Существует ряд работ [10-12], посвященных возникновению схожих периодически повторяющихся неровностей на поверхности металла при облучении его нано- [10] пико- [11] и фемтосекундным [12] лазерным излучением, работающем в ИК диапазоне. Наиболее распространенной моделью, образования таких поверхностных периодических структур, в настоящее время является плазмон-поляритонная модель (ППМ), основывающаяся на интерференции возбужденных поверхностных плазмон-поляритонов с падающим лазерным излучением [13]. Получение таких структур открывает возможности по формированию дифракционной решетки на поверхности металла для защитной маркировки и в декоративных целях [10].

В работах [14, 15] контроль жидкой фазы использовался при получении заданного рельефа на поверхности металла при лазерной обработке и показано, что наличие расплава при обработке может быть преимуществом. В работе [14] авторы получают поверхностные дифракционные решетки, представляющие из себя регулярно расположенные микрократеры, образующиеся при воздействии на поверхность металла импульсным излучением наносекундной длительности с длиной волны 1,064 мкм. Авторы [14] формировали микрократеры нужной формы путем контроля поведения расплава в микронных областях. В работе [15] авторы получали различные типы рельефа с впадинами и выступами высотой порядка 1 мм на поверхности стальных изделий с использованием непрерывного Yb-волоконного лазера мощностью 200 Вт без использования присадочных материалов. Кроме выбора режимов обработки большое влияние на формирование рельефа оказала стратегия обработки, а также траектория движения луча по поверхности. Кроме того, авторы [15] использовали свой запатентованный процесс под товарным знаком Surfi-Sculpt®, в котором указаны режимы, стратегии и траектории луча для получения различных типов управляемого рельефа. На территории РФ действует патент [16], описывающий способ получения рельефа по технологии, которую использовали авторы работы [15].

Исследования формирования выступающего рельефа на поверхности стали с использованием наносекундного маломощного излучения в ИК диапазоне с управлением расплавом на данный момент в литературе найдены не были.

#### *Постановка и описание задачи*

Цель работы состояла в том, чтобы найти оптимальную стратегию обработки поверхности стального изделия лазером для получения стабильного выпуклого рельефа с максимальной разницей в высоте (глубина гравировки, высота наплавленной части, общая разница или перепад высоты) с использованием наносекундного лазерного источника малой мощности (50 Вт) с длиной волны 1,064 мкм, а также продемонстрировать возможности стратегии обработки стали импульсами наносекундного лазера, согласно которой жидкая фаза не является нежелательной, но даже полезной.

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

##### *Материалы и оборудование*

В качестве материала для исследования использовалась сталь марки Ст3 сп ГОСТ 3778-77. Химический состав этой стали приведен в табл. 1.

Для лазерной обработки использовались образцы толщиной 1-5 мм. Образцы обрабатывались лазерным излучением с длиной волны 1,064 мкм. Использовался лазерный источник YPLN-1-100-50-M фирмы IPG Photonics. Лазер может генерировать до 50 Вт средней мощности ( $P_{avg}$ ) и работать в диапазоне частот повторения импульсов 2-200 кГц (PRR). Лазерный источник был интегрирован в систему «ТурбоМаркер» фирмы ООО «Лазерный Центр». Система включала в себя сканирующую голову с объективом оснащенным F-Theta линзами. Расчетный диаметр пучка составлял 75 мкм. Система может достигать скорости сканирования до 15000 мм/с. Общие технические характеристики лазерной системы приведены в табл. 2.

Таблица 1 – Химический состав стали Ст3сп

C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	N	Cu	As
0,14-0,22	0,05-0,15	0,4-0,65	до 0,3	до 0,05	до 0,04	до 0,3	до 0,008	до 0,3	до 0,08

Таблица 2 – Общие технические характеристики лазерной системы

Модель источника	YPLN-1-100-50-M
Архитектура	Оптоволоконный с модулированной добротностью
$\lambda$ , нм	1064
Макс. $P_{avg}$ , Вт	50

PRR, кГц	2-200
Макс. E, мДж	1
$\tau$ , нс	100
Качество пучка, M <sup>2</sup>	<2
Диаметр пучка d <sub>0</sub> , мкм	75
Макс. скорость сканирования, мм/с	15000

Параметры рельефа измеряли и оценивали с помощью оптической микроскопии, а относительные измерения были сделаны на изображениях, полученных с помощью цифровой камеры, а также при помощи шкалы микроскопа.

#### *План исследования*

Первым шагом необходимо было определить, как расплав ведет себя вблизи прямолинейной канавки, если направление движения пучка не совпадает с направлением канавки. Далее необходимо было определить оптимальные режимы лазерного излучения, в которых можно было бы эффективно контролировать расплав при лазерном воздействии на сталь. Для лазерного источника YPLN-1-100-50-M максимальная энергия импульса составляет 1 мДж. Этой энергией обладают импульсы, излучаемые с частотой 50 кГц. Такие значения этих параметров обычно используются при получении рельефа в режиме испарения с использованием данного лазерного источника. Величины максимальной энергии импульса и частоты оставались без изменений.

Тогда скорость лазерного луча на поверхности является первым параметром в задаче. Широко известно, что при выполнении сварных швов электродуговой сваркой используются поперечные колебания электрода вдоль определенного пути, которые выполняются с постоянной частотой и амплитудой и сочетаются с движением по шву. Такие перемещения позволяют контролировать расплав и степень нагрева областей сварки, а также получать сварные швы необходимой ширины и качества. Для контроля расплава в данной работе прямолинейное движение пучка было заменено движением по кривой, называемой трохойдой. Для этой кривой есть два параметра: циклическая частота и ширина кривой. Для удобства использовалась не циклическая частота, а расстояние между петлями трохойды. Тогда в задаче остается три параметра для исследования получения линейных канавок на поверхности стали: скорость луча ( $V$ ), ширина (или высота) трохойды ( $H$ ), расстояние между петлями ( $D$ ).

После нахождения оптимальных параметров трохойды и скорости луча необходимо было изучить, как форма направляющей кривой влияет на рельеф. Проводя аналогию с электродуговой сваркой, направляющая кривая – это кривая, отвечающая за траекторию сварного шва. Это был второй шаг в исследовании. На рисунке 1 показана схема, на которой указаны все параметры задачи, а также траектория движения луча по поверхности образца.

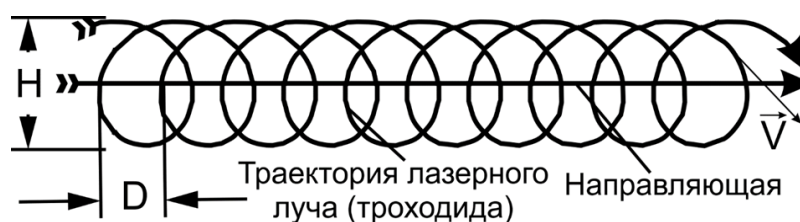


Рисунок 1 – Схема с параметрами задачи и траекторией движения лазерного луча, где  $D$  – расстояние между петлями трохойды,  $V$  – скорость перемещения луча на поверхности (скорость сканирования),  $H$  – ширина (высота) трохойды

### **Результаты и их обсуждение**

#### *Изучение линейного рельефа на поверхности стали*

Было обнаружено, что движение лазерного луча по поверхности стального изделия вдоль трохойды приводит к образованию линейного рельефа – канавки, которая включает в себя углубление и боковой валик, состоящий из переплавленной стали. Далее в тексте под глубиной канавки подразумевается расстояние от необработанной поверхности до дна углубления, а под шириной канавки – ширина этого углубления. Для более детального анализа рельефа были изготовлены поперечные шлифы обработанных образцов. Поперечное сечение этих канавок имеет N-образную форму, как видно из рисунка 2.

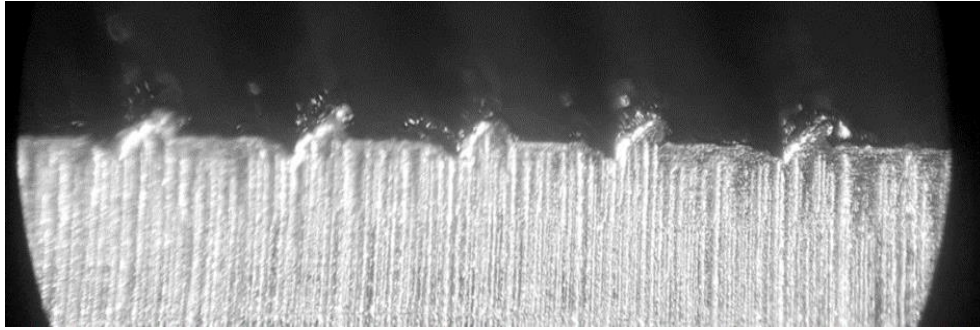


Рисунок 2 – N-форма линейного рельефа на стальной поверхности. Вид поперечного сечения  
 Далее были проведены исследования влияния параметров задачи на вид и стабильность N-формы линейного рельефа. Для лучшего понимания результатов экспериментов и наглядности использовался боковой свет. Боковой свет дает тень, по которой можно оценить глубину канавки, высоту валиков и их устойчивость. На рисунке 3 источник света расположен слева.

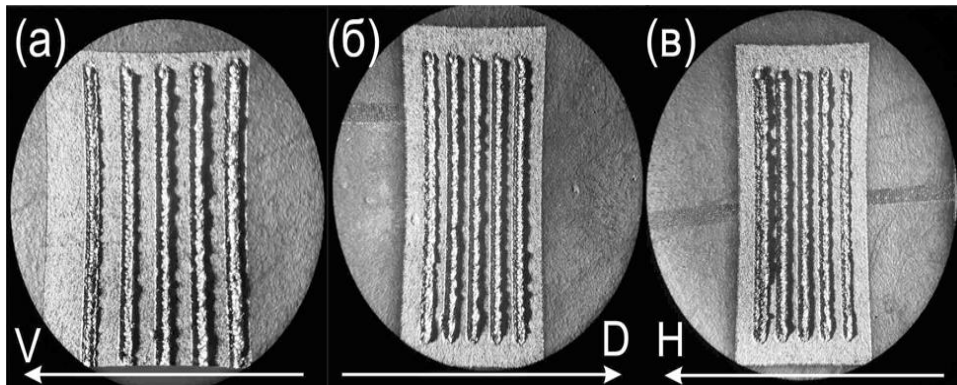


Рисунок 3 – Исследование влияния параметров на вид рельефа и стабильность N-формы: (а) – исследование влияния скорости сканирования (V), (б) – исследование расстояния между петлями трохойды (D), (в) – исследование влияния ширины трохойды (H). Освещение направлено слева направо

Полученный рельеф после основной обработки дополнительно очищали на той же лазерной системе специально подобранным режимом, который позволяет удалить оксиды, возникающие во время основной обработки и расплавить поверхность до металлического блеска без серьезного изменения рельефа.

Уменьшение скорости сканирования с 300 до 150 мм/с приводит к увеличению глубины канавки и высоты валика, а также к уменьшению ширины канавки. Когда скорость равна 100 мм/с, валик перемещается ближе к центру канавки и канавка схлопывается. Кроме того, высота валика уменьшается, что видно из рисунка 3 (а). Увеличение расстояния между петлями с 5 до 15 мкм приводит к увеличению глубины канавки и высоты валика. Увеличение расстояния между петлями с 15 до 25 мкм приводит к уменьшению глубины канавки и ее схлопыванию (см. рисунок 3 (б)). Увеличение ширины (или высоты) трохойды с 0,3 мм до 0,4 мм приводит к увеличению глубины канавки и высоты валика. Увеличение ширины трохойды с 0,4 мм до 0,5 мм приводит к уменьшению глубины канавки. Когда ширина трохойды равна 0,5 мм, валик становится нестабильным и распадается на отдельные капли, также канавка схлопывается (см. рисунок 3 (в)).

На основании полученных результатов можно сделать вывод, что оптимальными значениями параметров процесса являются:  $V = 150$  мм/с,  $D = 15$  мкм,  $H = 0,4$  мм. Комбинируя полученные N-формы, можно получать более сложные типы рельефа. Для этого необходимо знать, в какой стороне скапливается расплав относительно направляющей во время процесса лазерной обработки. На рисунке 4 (а) показано направление перемещения расплава относительно направляющей.

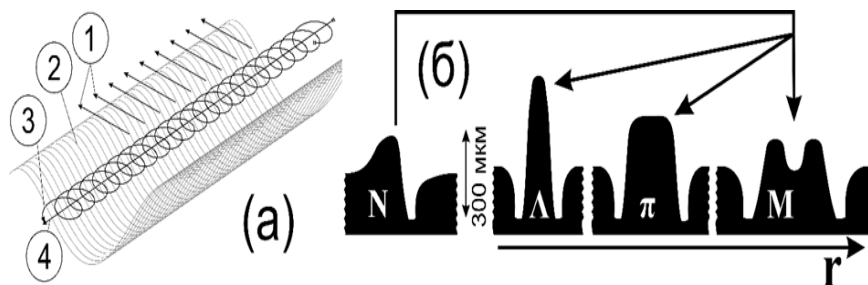


Рисунок 4 – Схемы движения луча и расплава (а) и получения различных форм рельефа (б): (1) – направление движения расплава, (2) - канавка на стальной поверхности, (3) - траектория луча (трохоида), (4) – направляющая;  $r$ -расстояние между двумя N-формами рельефа

Если располагать две N-формы параллельно друг другу, то валики могут либо не пересекаться, либо слипаться, образуя один большой валик треугольного ( $\Lambda$ -форма) либо прямоугольного ( $\pi$ -форма) сечений. Если две N-формы рельефа расположены друг от друга на достаточном расстоянии, то в поперечном сечении суммарный рельеф обладает формой буквы «М». В дальнейшем такой тип рельефа будет называться М-форма. Рисунок 4 (б) схематически показывает, как, комбинируя N-формы, можно получать другие типы рельефа, упомянутые выше. Вид поперечного сечения  $\Lambda$ -,  $\pi$ - и М-форм приведен на рисунке 5. Такой метод формирования рельефа можно использовать для выпуклой маркировки текста и другой графической информации на поверхности стальных изделий.

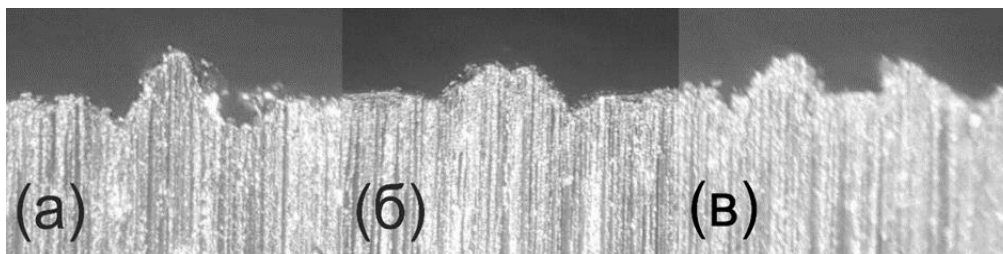


Рисунок 5 – Форма поперечного сечения различных одномерных составных рельефа: (а) –  $\Lambda$ -форма (б) –  $\pi$ -форма (в) – М-форма

#### *Исследование точечного рельефа на стальной поверхности. Шрифт Брайля.*

Было обнаружено, что если в качестве направляющей использовать спираль Архимеда вместо прямой линии, то на поверхности стального изделия можно получить выпуклый точечный рельеф, показанный на рисунке 6 (а). Эти возвышения легко осязаемы кончиками пальцев и могут использоваться в качестве шрифта Брайля на стальной поверхности, как показано на рисунке 6 (б), (в). Высота точечных выступов составляет величину 500  $\mu\text{m}$ . Время, необходимое для маркировки текстовой строки «HELLO WORLD», составило 4,5 минуты, для текста Брайля - 5 минут. Точечный рельеф был дополнительно обработан специальным режимом очистки, упомянутым выше. Рельеф, полученный при помощи канавок, был дополнительно обработан при помощи механической шлифовки до металлического блеска.

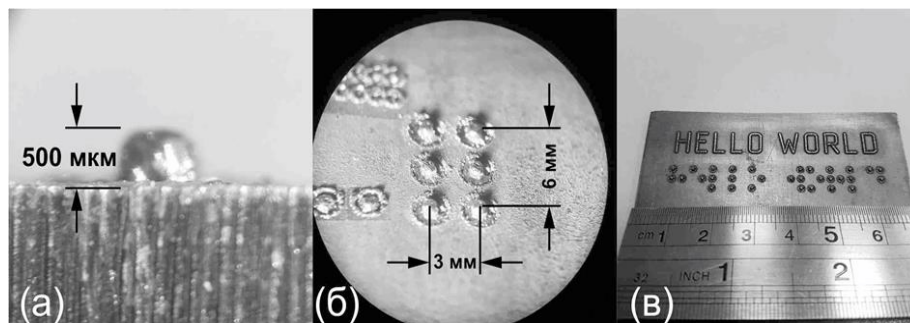


Рисунок 6 – Внешний вид точечного рельефа на поверхности стали. (а) – вид сбоку, (б) – вид сверху нескольких возвышений, расположенных в виде одного символа шрифта Брайля, (в) – вид выпуклого текста и текста Брайля с одинаковыми символами

## **Заключение**

1. Исследована возможность управления расплавом и получения выпуклого устойчивого рельефа при обработке поверхности стали маломощным наносекундным лазерным излучением с длиной волны 1,064 мкм.

2. Установлено, что движение луча по поверхности вдоль трохоиды приводит к образованию выпуклого линейного рельефа различной формы, который представляет собой сочетание углубления и наплавленного валика, выступающего над необработанной поверхностью.

3. Определено влияние основных параметров обработки на вид и параметры форм рельефа. Найдены оптимальные параметры обработки стали Ст3сп маломощным лазерным излучением для формирования линейного рельефа определенной формы поперечного сечения.

4. На стальной поверхности удалось получить выпуклый точечный рельеф при помощи использования в качестве направляющей спирали Архимеда.

5. Максимальное значение разности высот составило 300 мкм для канавок и 500 мкм для точечного рельефа.

6. Технологию получения заданной формы рельефа с выступающим над поверхностью валиком можно использовать в качестве альтернативного метода создания рельефа на поверхности изделий из конструкционной стали в тех задачах, где ударно точечная маркировка либо глубокая лазерная гравировка не подходят для создания долговечного рельефа.

7. Полученные точечные выступы на стали можно использовать в качестве выпуклых точек составляющих символы шрифта Брайля. Они удовлетворяют требованиям ГОСТ Р 56832-2015 «Шрифт Брайля. Требования и размеры» [17].

## **Благодарности**

Авторы хотели бы поблагодарить г-на С. Г. Горного из ООО «Лазерный центр» за предоставление лазерной системы в наше распоряжение.

## **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Leitz, K. H., Redlingshöer, B., Reg, Y., Otto, A., & Schmidt, M. Metal ablation with short and ultrashort laser pulses // *Physics Procedia*. – 2011. – № 12 (2). – С. 230–238.
2. Neuenschwander, B., Jaeggi, B., & Schmid, M. From fs to sub-ns: Dependence of the material removal rate on the pulse duration for metals // *Physics Procedia*. – 2013 – Vol. 41. – P. 794–801.
3. Eiselen, S., Wu, D., Galarneau, P., & Schmidt, M. The role of temporal energy input in laser micro machining using nanosecond pulses // *Physics Procedia*. – 2013. – № 41. – Vol. 683–688.
4. Amend, P., Pfindel, S., & Schmidt, M. Thermal joining of thermoplastic metal hybrids by means of mono- and polychromatic radiation // *Physics Procedia*. – 2013. – № 41. – Vol. 98–105.
5. Chérif, M., Loumena, C., Jumel, J., & Kling, R.. Performance of Laser Surface Preparation of Ti6Al4V // *Procedia CIRP*. – 2016. – Vol. 45. – P. 311–314.
6. Rodríguez-Vidal, E., Sanz, C., Soriano, C., Leunda, J., & Verhaeghe, G. Effect of metal micro-structuring on the mechanical behavior of polymer–metal laser T-joints // *Journal of Materials Processing Technology*. – 2016. – Vol. 229. – P. 668–677.
7. Samanta, A., Wang, Q., Singh, G., Shaw, S. K., Toor, F., Ratner, A., & Ding, H. Nanosecond pulsed laser processing turns engineering metal alloys antireflective and superwicking // *Procedia Manufacturing*. – 2019. – Vol. 34. – P. 260–268.
8. Mezzapesa, F. P., Scaraggi, M., Carbone, G., Sorgente, D., Ancona, A., & Lugarà, P. M. Varying the geometry of laser surface microtexturing to enhance the frictional behavior of lubricated steel surfaces // *Physics Procedia*. – 2013. – Vol. 41. – P. 677–682.
9. Kochergin, S. A., Morgunov, Y. A., & Saushkin, B. P. Surface Manufacturing under Pulse Fiber Laser // *Procedia CIRP*. – 2016. – Vol. 42 (Isem Xviii). – P. 470–474.
10. Veiko, V., Karlagina, Y., Moskvina, M., Mikhailovskii, V., Odintsova, G., Olshin, P., Yatsuk, R. Metal surface coloration by oxide periodic structures formed with nanosecond laser pulses // *Optics and Lasers in Engineering*. – 2017. – Vol. 96 (April). – P. 63–67.
11. Wang, H. P., Guan, Y. C., Zheng, H. Y., & Hong, M. H. Controllable fabrication of metallic micro/nano hybrid structuring surface for antireflection by picosecond laser direct writing // *Applied Surface Science*. – 2019. – Vol. 471. – P.347–354.
12. Tsai, H. Y., Huang, C. W., & Chen, Y. H. (2017). Periodic Structures on STAVAX Rapidly Fabricated by Femtosecond Laser Induced Periodic Surface Structures (FLIPSS) // *Procedia CIRP*. – 2017. – Vol. 63. – P. 455–458.
13. Явтушенко, И. О., Явтушенко, М. С., Золотовский, И. О. Особенности структурирования поверхности металла фемтосекундными лазерными импульсами высокой мощности // *Письма в ЖТФ*. – 2015. – Том 41, вып. 15. – С. 4–12.

14. Wlodarczyk, K. L., Ardron, M., Waddie, A. J., Dunn, A., Kidd, M. D., Weston, N. J., & Hand, D. P. Laser microsculpting for the generation of robust diffractive security markings on the surface of metals // Journal of Materials Processing Technology. – 2015. – Vol. 222. – С. 206–218.

15. Blackburn, J., Hilton, P. Producing surface features with a 200 W Yb-fibre laser and the Surfi-Sculpt® process // Physics Procedia. – 2011. – 12 (1). – P. 529–536.

16. Пат. 2295429 Российская Федерация, МПК В23К15/08 (2006.01), В23К26/20 (2006.01). Модифицирование структуры заготовки / ДАНС Брюс Гай Ирвайн, КЕЛЛАР Юэн Джеймс Крофорд; заявитель и патентообладатель ДЗЕ ВЕЛДИНГ ИНСТИТЮТ. – № 2005113270/02; заявл. 11.09.2003; опубл. 20.03.2007, Бюл. № 8.

17. ГОСТ Р 56832-2015. Шрифт Брайля. Требования и размеры. – Введ. 2017–01–01. – М. : Стандартинформ, 2016. – 7 с.

УДК: 641.546.4 : 637.5.037

## RESEARCH OF THE INTENSITY OF PROCESSES OF FREEZING PRODUCTS BASED ON MEAT RAW MATERIALS

## ИССЛЕДОВАНИЕ ИНТЕНСИВНОСТИ ПРОЦЕССОВ ЗАМОРАЖИВАНИЯ ПРОДУКТОВ НА ОСНОВЕ МЯСНОГО СЫРЬЯ

<b>Parimbekov Z.<sup>a</sup></b> , Candidate Physics and Mathematics of sciences, associate professor <b>Aldazhumanov Z.<sup>b</sup></b> , <b>Telmanov M.</b>	<b>Паримбеков З.А.<sup>a</sup></b> , кандидат физико-математических наук, доцент <b>Алдажуманов Ж.К.<sup>b</sup></b> <b>Тельманов М. А.</b>
Shakarim State University of Semey, Kazakhstan, 071400, Semey, st. Glinka, 20a	Государственный университет имени Шакарима города Семей, Казахстан, 071400, г. Семей, ул. Глинки, 20а
<b>E-mail:</b> a – lyazzat-p@mail.ru; b – jean1974@mail.ru	

### Abstract

The article addresses the issue of intensive freezing of meat products. A refrigeration unit for the study of the properties of food products during processing at low temperatures is presented.

### Аннотация

Статья посвящена рассмотрению вопроса интенсивного замораживания мясных продуктов. Представлена холодильная установка для исследования свойств пищевых продуктов при обработке низкими температурами.

### Введение

Одной из наиболее важной экономической и политической проблемы в нашей стране является обеспечение населения продуктами питания, прежде всего мясом. Мясо для организма человека является основным источником полноценных белков животного происхождения, поэтому относится к важнейшим продуктам питания. Кроме белков мясо содержит жиры, экстрактивные и минеральные вещества, ряд витаминов и другие ценные вещества в благоприятном количественном и качественном соотношении, и легкоусвояемой форме.

Опыт последних лет показывает, что проводимые работы по повышению качества продукции пищевой промышленности осуществляются недостаточно, а от качества проведения данного процесса зависит здоровье потребителей.

Предусматриваемое основное направление экономического и социального развития Республики Казахстан – значительное увеличение объемов производства продуктов питания, в том числе мясных, выдвигает проблему максимального сокращения потерь при холодильной обработке, хранении и транспортировании на основе широкого внедрения новых ресурсосберегающих технологий.

Дальнейший прогресс холодильной технологии мяса связан с интенсификацией режимов обработки, совершенствованием процессов и технических средств для ее осуществления.

Научные исследования в области холодильных технологий в нашей республике и странах дальнего зарубежья направлены на создание эффективных способов охлаждения мяса с использованием низких температур.

Разрабатываются и внедряются интенсифицированные методы охлаждения и замораживания мяса, которые позволяют сократить процесс холодильной обработки, увеличить оборачиваемость камер, повысить производительность труда, сохранить качество и снизить усушку мяса.

При холодильной обработке мяса во всем мире широко используется быстрое охлаждение и быстрое замораживание. Широкое применение в промышленности для быстрого замораживания мяса получают скороморозильные аппараты, благодаря которым стало очевидным, что проблемы качества охватывают широкий круг вопросов. Часто можно наблюдать, когда значительное увеличение затрат, связанных с повышением качественных параметров промышленной продукции, не оправданы по цене. Именно поэтому в исследованиях качества промышленной продукции выделяют несколько направлений. Одним из направлений является сохранение качества сырья. Проблемы хранения сырья в пищевой промышленности решаются путем холодильной обработки.

Увеличение количества малых перерабатывающих предприятий ставит новые проблемы по повышению качества выпускаемой продукции. Известно, что охлажденное мясо по сравнению с замороженным имеет лучшие вкусовые свойства и более высокую питательную ценность. В связи с этим последние годы широко используется однофазное замораживание мяса, так как данная технология сохраняет биологическую ценность мяса. С применением новой технологии появились новые технические средства и проведены научные исследования по определению новых режимов холодильной обработки мяса. Результатами этих исследований являются созданные новые холодильные установки оборудования и способы охлаждения мяса.

Сохранение качества и снижение потерь пищевых продуктов на всех стадиях переработки и хранения являются важнейшими задачами в решении продовольственной проблемы республики [1].

Следовательно, изучение влияния низких температур на изменение качественных показателей продуктов питания по-прежнему остается актуальной задачей [2, 3].

Для проведения исследования влияния режимов хранения на качество пищевых продуктов, в том числе мясных была использована холодильная установка [4].

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

Эксперименты по замораживанию мяса проводились на образцах толщиной 0,15 м. В качестве образцов использовались куски говядины, баранины и свинины. При заморозке контролировалась температура в центре и на поверхности образца. В результате проведения экспериментов были получены следующие результаты.

Таблица 1

Время, ч	Температура, °С					
	Говядина		Баранина		Свинина	
	в центре	на поверхности	в центре	на поверхности	в центре	на поверхности
0,0	15,0	15,0	16,0	16,0	23,0	23,0
0,2	13,0	8,0	13,0	10,0	21,0	16,0
0,4	6,0	0,0	9,0	0,0	12,0	9,0
0,6	1,0	-11,0	6,0	-7,0	7,0	4,0
0,8	-3,0	-16,0	3,0	-12,0	3,5	0,0
1,0	-5,0	-18,0	0,0	-16,0	1,5	-4,0
1,2	-7,0	-20,0	-1,0	-18,0	-1,0	-8,0
1,4	-9,0	-21,0	-3,0	-19,0	-3,0	-11,0
1,6	-12,0	-22,0	-4,0	-20,0	-4,0	-14,0
1,8	-14,0	-22,5	-6,0	-20,0	-5,0	-15,0
2,0	-16,0	-22,5	-7,0	-20,0	-5,5	-16,0
2,2	-17,0	-23,0	-9,0	-20,0	-7,0	-17,0
2,4	-18,0	-23,0	-10,0	-20,0	-7,5	-17,5
2,6	-19,0	-23,0	-11,0	-20,0	-8,5	-18,0
2,8	-19,0	-23,0	-11,0	-20,0	-10,0	-18,0
3,0	-19,0	-23,0	-11,0	-20,0	-10,0	-18,0

По экспериментальным графикам в табличном процессоре Excel были построены графики и определены аппроксимирующие зависимости.

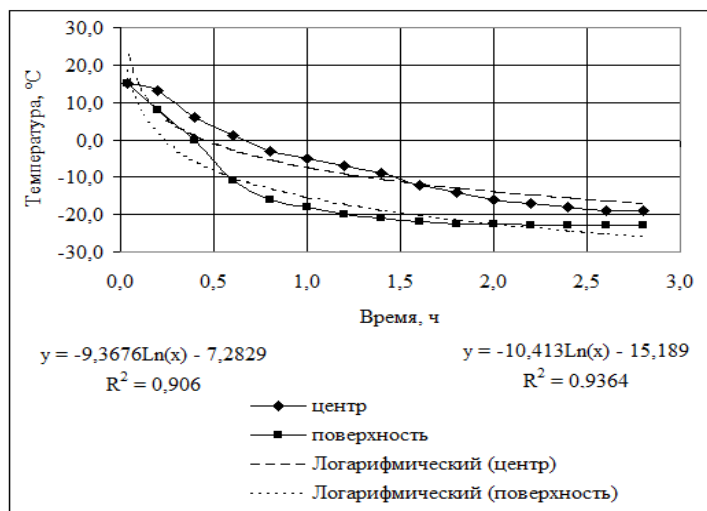


Рисунок 1. Замораживание образца говядины

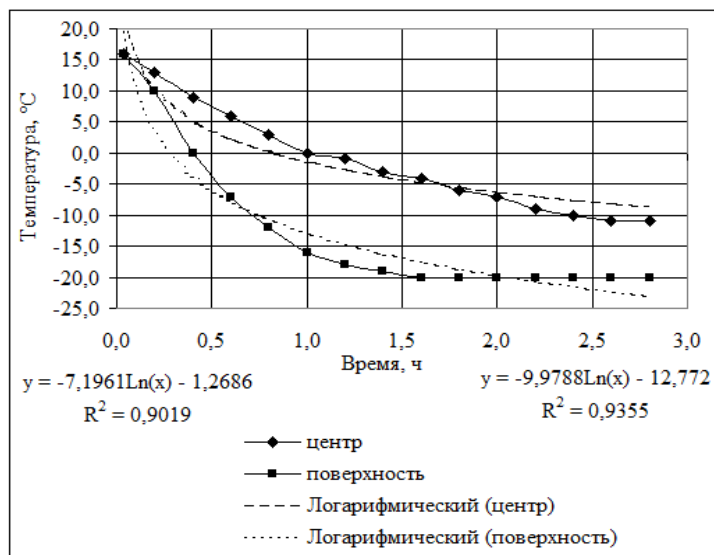


Рисунок 2 Замораживание образца баранины

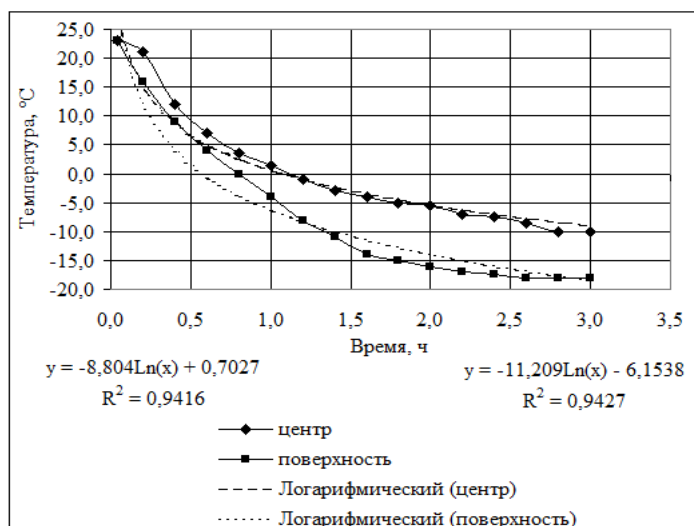


Рисунок 3. Замораживание образца свинины



## Заклучение

В качестве аппроксимирующих зависимостей были выбраны логарифмические уравнения. Все аппроксимирующие зависимости описывают экспериментальные с достаточно высокой точностью ( $R^2 > 0,9$ ).

Таким образом, на экспериментальной холодильной установке замораживание мясopодуKтов при различных температурных режимах, что в свою очередь делает возможным выбрать оптимальные температурные и временные параметры для хранения различных продуктов с целью максимального сохранения качества.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Технология мяса и мясopодуKтов / Винникова. Л. Г., Винникова. Л. Г. и др.; под ред. Л. Г. Винникова. - Киев: Инкос, 2006.
2. Головкин Н.А. Холодильная технология пищевых продуктов. – М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1984. – 240 с.
3. Бражников А.М. Теория термической обработки мясopодуKтов. – М.: Агропромиздат, 1987. – 271 с.
4. Заявка № 2003/0402.1, Ермоленко М.В., Асамбаев А.Ж., Алдажуманов Ж.К. Холодильная установка для низкотемпературных испытаний. Приоритет от 25.03.2003.

УДК 536.248.2:532.529.5

## SOLAR-RADIATION-BASED MULTIFUNCTIONAL ABSORPTION SYSTEMS OF REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING. DEVELOPMENTS AND ANALYSIS OF OPPORTUNITIES.

## СОЛНЕЧНЫЕ МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ АБСОРБЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ ХЛАДОСНАБЖЕНИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА. РАЗРАБОТКА И АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ

<b>Doroshenko A.V.</b> <sup>1a</sup> , Doct. Tech. Sc., professor <b>Khalak V.F.</b> <sup>2b</sup> <b>Antonova A.R.</b> <sup>3c</sup> , Cand. Tech. Sc.	<b>Дорошенко А.В.</b> <sup>1a</sup> , докт. тех. наук, профессор <b>Халак В.Ф.</b> <sup>2b</sup> <b>Антонова А.Р.</b> <sup>2c</sup> , канд. тех. наук.
1, 2, 3 – Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine, 65043, Odessa, Kanatnaya, 112	1, 2, 3 – Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, 65043, Одесса, ул. Канатная, 112
<b>E-mail:</b> a – dor_av43@i.ua; b – khalakmail@gmail.com; c – allaantonova62@gmail.com	

## Abstract

The present work is aiming at developing scheme solutions for alternative refrigeration and air conditioning systems based on the use of a heat-entrapping absorption cycle and solar energy for regenerating an absorbent solution, or in other words, for maintaining cycle continuity. Our renewed approach in the proposed designs is by creation of air absorbers-dehumidifiers cooled by using air flows leaving evaporative water- and air coolers, or, alternatively, by using a part of the cooled down water in absorption refrigeration systems to lower the temperature of an absorber, as well as creating absorbers with internal evaporative cooling.

The film-type heat-and-mass-exchange equipment, which forms a part of the drying and cooling circuits, is unified and made based of the monoblock multi-channel compositions from polymeric materials. A comparative analysis of the capabilities of the developed absorption systems was carried out on the basis of experimental data on the efficiency of heat-and-mass transfer processes in devices for drying and cooling circuits of solar systems.

The scientific novelty of the present work embraces a comparative analysis of the developed solutions of absorption systems, of those taking into account the inconvenience of “re-condensation” in the air flow reaching its full saturation even before leaving the nozzles of the evaporation cooler. Our designs of the proposed scheme solutions afford expansion of the area of practical applications of the evaporative cooling methods, for example, in ensuring the comfort parameters of the air in an air-conditioning system without resorting to the traditional vapor-compression technology, best demonstrated by paving the way to the absorption systems' main eco-energy characteristics improvement.

## Аннотация

Цель исследования состоит в разработке схемных решений для альтернативных холодильных систем и систем кондиционирования воздуха, основанных на использовании абсорбционного цикла и солнечной энергии для регенерации раствора абсорбента, то есть для поддержания непрерывности цикла. Новым в предлагаемых разработках является создание охлаждаемых абсорберов-осушителей воздуха путём использования воздушных потоков, покидающих испарительные водо- и воздухоохладители, либо части охлаждённой воды в абсорбционных холодильных системах для охлаждения абсорбера, а также создания абсорберов с внутренним испарительным охлаждением. Теплообменная аппаратура плёночного типа, входящая в состав осушительного и охладительного контуров солнечных систем унифицирована и выполнена на основе моноблочных многоканальных композиций из полимерных материалов. Выполнен, на основании экспериментальных данных по эффективности процессов теплообмена в аппаратах осушительного и охладительного контуров, сравнительный анализ возможностей разработанных абсорбционных систем. Научная новизна исследования состоит в сравнительном анализе новых разработанных решений абсорбционных систем с учётом опасности «реконденсации» в воздушном потоке при его полном насыщении ещё до выхода из насадочного слоя испарительного охладителя. Разработанные решения позволяют расширить область практического использования методов испарительного охлаждения, например, обеспечить параметры комфортности воздуха в системе кондиционирования без привлечения традиционной парокompрессионной техники, а также улучшить основные энергетические характеристики абсорбционных систем.

**Введение.** Солнечные многофункциональные системы, основанные на теплоиспользующем абсорбционном цикле могут обеспечивать решение задач осушения воздуха, хладоснабжения и кондиционирования. В этих системах предварительное осушение воздуха обеспечивает высокую эффективность последующего испарительного охлаждения сред (солнечные холодильные системы СХС) и термовлажностной обработки воздуха (солнечные системы кондиционирования воздуха ССКВ) [1-2, 4-8]. Разработанные решения для охладителей охватывают нужды энергетики, химической и пищевой технологий и позволяют решать задачи охлаждения, не прибегая к традиционной парокompрессионной технике. Это позволяет также существенно улучшить их энергетические показатели [1].

### **I. Разработка принципиальных схемных решений и теплообменной аппаратуры**

Суть открытого абсорбционного цикла заключается в том, что наружный воздух предварительно осушается в условиях непрерывного цикла, так что при этом резко возрастают потенциалы последующего испарительного охлаждения с использованием осушенного в абсорбере (АБР) воздуха. После осушения он поступает в испарительный охладитель (ИО), где может быть обеспечено глубокое охлаждение среды в солнечных холодильных системах (СХС), либо в альтернативных системах кондиционирования воздуха комфортного и технологического назначения (ССКВ). Сравнительно с традиционными решениями, с применением парокompрессионных охладителей сред, такие схемы обеспечивают значительное снижение энергопотребления и высокую экологическую чистоту [1, 4-20]. Основные варианты разработанных авторами солнечных многофункциональных абсорбционных систем СХС и приведены на рис. 1-6. Поддержание непрерывности осушительно-испарительного цикла обеспечивается в абсорбционных системах солнечной регенерацией абсорбента в десорбере-регенераторе (ДБР).

Перспективность практического использования многофункциональных солнечных систем (МСС) определяется их следующими достоинствами: – экологическая чистота; в работах [1-2, 4-8], на основании методологии «Полный жизненный цикл», были показаны высокие экологические преимущества МСС в сравнении с традиционными парокompрессионными охладителями, сравнительно низкие энергозатраты (примерно в два раза ниже по сравнению с парокompрессионными охладителями по данным зарубежных исследований [9-17] и в работах, выполненных в ОГАХ [1-2, 4-8]); – возможность комплексного решения ряда задач жизнеобеспечения: горячего водоснабжения, отопления, охлаждения и кондиционирования (в частности, осушения воздуха) для жилых и производственных объектов, используя единую солнечную систему. Однако этим системам присущи и серьёзные недостатки, сдерживающие практическое развитие этого направления: – большие габариты, обусловленные низкими движущими силами (температурными и концентрационными напорами), что свойственно вообще любому типу альтернативного источника энергии; это приводит к большому количеству теплообменных аппаратов, входящих в состав систем; – проблематичность использования только солнечной энергии для регенерации абсорбента

для достижения требуемых температур охлаждения сред в СХС и параметров комфортности жилых помещений в ССКВ.

К сожалению, в подавляющем числе опубликованных работ, вопросы взаимного согласования положительных и отрицательных сторон практического использования СХС и ССКВ не рассматриваются. Основными направлениями для МСС являются: разработка и сравнительная оценка различных схемных решений солнечных систем; создание нового поколения теплообменников аппаратуры ТМА для альтернативных систем, характеризующегося малым весом и стоимостью с преимущественным использованием полимерных материалов. Основная концепция создания МСС представлена на рис. 1-7 и включает следующие позиции: а) МСС состоят из осушительной части в составе абсорбер-осушитель – десорбер-регенератор АБР (1) – ДБР (5) и охлаждающей части, в составе испарительных охладителей жидкости прямого типа – водоохладитель-градирня ГРДпр (6) в СХС, или воздухоохладителя непрямого типа НИО (7), НИО-Р (8) в ССКВ; б) поддержание непрерывности цикла МСС обеспечивает альтернативный возобновляемый источник энергии, либо традиционный источник, при этом источником тепла для работы десорбера-регенератора является солнечная система с солнечными коллекторами СКж (рис. 1-4, позиция 9; оптимальным для устойчивой работы МСС является рациональное, с учётом величины солнечной активности, ветронагрузки и др. аспектов, сочетание альтернативного и традиционного источников энергии; в) в солнечной системе используются плоские солнечные коллекторы с полимерными теплоприемниками и другими элементами конструкции (прозрачное покрытие, корпусная часть СКж) [13]; г) охлаждение абсорбера-осушителя обеспечивает градирня технологического назначения ГРДт; поддержание требуемого температурного уровня десорбции водяных паров из раствора абсорбента (восстановление концентрации абсорбента) обеспечивает солнечная система ССГВ (9). Таким образом, основная формула сборки МСС представляет собой варианты: в режиме ССГВ: (ДБР ↔ АБР) – НИО; в режиме СХС: (ДБР ↔ АБР) – ГРД.

В испарительном воздухоохладителе непрямого типа НИО (рис. 2А, 2Б), получившем наибольшее распространение в последние годы [1-17], воздушный поток, поступающий на охлаждение делится на две части: вспомогательный поток воздуха «В» поступает в «мокрую» часть охладителя, где контактирует с водяной плёнкой, стекающей по поверхностям канала и обеспечивает испарительное охлаждение воды, которая, в свою очередь, охлаждает бесконтактно, через разделяющую стенку, основной воздушный поток «О». Этот основной поток воздуха охлаждается при неизменном влагосодержании, что обеспечивает преимущества при создании на основе НИО систем кондиционирования воздуха ССКВ. Температура воды в цикле сохраняет неизменное значение и зависит от соотношения основного и вспомогательного воздушных потоков в НИО ( $1 = G_o / G_v$ ), являясь пределом охлаждения для обоих воздушных потоков. Испарительные воздухоохладители могут быть обычного (НИО) и регенеративного типов (НИО-Р) [1, 18-20], отличаясь местом разделения воздушного потока, поступающего в охладитель (рис. 2). Во втором случае обеспечивается более глубокое охлаждение воздуха, поскольку здесь процесс испарительного охлаждения воды в «мокрой» части аппарата ориентирован на температуру мокрого термометра воздуха, уже прошедшего охлаждение в «сухой» части охладителя и пределом охлаждения здесь является температура точки росы наружного воздуха. обстоятельному изучению возможностей охладителя регенеративного типа (НИО-Р) посвящены исследования Maisotsenko V. и др. [18-20]. Холодные вспомогательные воздушные потоки, покидающие воздухоохладители НИО (7) или НИО-Р (8) в ССКВ, или водоохладитель-градирню ГРДпр в СХС могут использоваться для решения различных задач охлаждения в схеме. Примерами могут служить схемы с охлаждением абсорбера (рис. 1Б, 5Б, 6Б) либо охлаждением крепкого раствора абсорбента, поступающего в абсорбер (теплообменник 12, – рис. 1А, 3Г, 4А-В).

Поскольку в абсорбере, при поглощении влаги из воздушного потока раствором абсорбента, выделяется тепло, это приводит к росту температуры и снижению эффективности процесса осушения воздуха. Работа абсорбера-осушителя может быть организована с внешним, либо со встроенным теплообменником, охлаждаемым дополнительной градирней технологического назначения ГРДт (13), что усложняет схему и увеличивает энергозатраты. Интерес представляет вариант абсорбера с внутренним испарительным охлаждением [1, 7, 25-27]. На рис. 3А и Б приведены два варианта таких абсорберов-осушителей с внутренним испарительным охлаждением (АБРио), отличающихся местом разделения полного воздушного потока на основной, осушаемый в каналах, по стенкам которых стекает пленка абсорбента, и вспомогательный, идущий в соседних, чередующихся каналах, где по стенкам стекает водяная пленка, испаряющаяся во «вспомогательный» воздушный поток, охлаждающаяся и отводящая тепло через разделительную стенку от «осушительных» каналов (рис.

3Б). На рис. 3Г и 4В приведены разработанные варианты ССКВ и СХС на основе АБРио. Абсорбер АБРио позволяет устранить из схемы МСС технологическую градирню ГРДг, уменьшить массу и габариты ТМА и снизить общий уровень энергозатрат.

Несомненный практический интерес представляют варианты использования холодных, но увлажнённых, выбросных воздушных потоков от НИО (НИО-Р) в ССКВ (рис. 1Б и 6Б) и от ГРД (рис. 6Б) для охлаждения абсорбера, а также вариант СХС с использованием части «продуктовой» воды от ГРДпр для охлаждения абсорбера (рис. 4Б и 6В).

## II. Анализ возможностей солнечных абсорбционных систем МСС.

На основании выполненного в ОНАПТ анализа [1-2] был сделан вывод о том, что из используемых в качестве абсорбентов веществ с точки зрения теплофизических свойств наиболее перспективными являются водные растворы на основе бромистого лития; ориентировочный рабочий интервал концентраций для LiBr++ составляет 70-75%. На рис. 7 в поле Н-Т диаграммы влажного воздуха показано протекание процессов в основных элементах солнечных систем кондиционирования воздуха ССКВ, оформленных по различным формулам. Сравнительный анализ ССКВ выполнен для начальных параметров наружного воздуха:  $t^1 = 35^\circ\text{C}$ ,  $t^1_{\text{M}} = 24^\circ\text{C}$ ,  $x^1_{\text{B}} = 15$  г/кг, то есть, заведомо, для достаточно «тяжёлых» внешних условий. Начальное влагосодержание наружного воздуха выбрано значительно выше критической величины  $x^* \approx 12,5$  г/кг [1], что требует обязательного предварительного осушения воздуха. Анализ проводился с учётом действующего государственного стандарта Украины ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування» [21], который имеет схожие параметры микроклимата с европейским стандартом EN 15251:2007 [22], а также американским стандартом ASHRAE 55-2017 [23].

Линия изменения состояния вспомогательного воздушного потока в НИО криволинейна и до выхода из насадки ТМА может выходить на кривую  $\phi = 100\%$ , с определённого момента следуя непосредственно по ней (линия 5-В). Построение этих кривых выполнено по методике, разработанной на основе метода «энтальпийного потенциала» в работе [1]. Получены сравнительные результаты для пяти сравниваемых вариантов ССКВ:

1. НИО (без предварительного осушения наружного воздуха): «О»:  $t = 27,5^\circ\text{C}$ ;  $x = 15$  г/кг; «В»:  $t = 27^\circ\text{C}$ ,  $\phi = 90\%$ ;

2. АБР – НИО (рис. 5А):  $\Delta x = 6$  г/кг; «О»:  $t = 25,2^\circ\text{C}$ ;  $x = 9$  г/кг; «В»:  $t = 25^\circ\text{C}$ ,  $\phi = 80\%$ ;

3. АБРохла – НИО (рис. 5Б, охлаждение АБР от технологической градирни ГРДг):  $\Delta x = 7$  г/кг; «О»:  $t = 24,3^\circ\text{C}$ ;  $x = 8$  г/кг; «В»:  $t = 24^\circ\text{C}$ ,  $\phi = 90\%$ ;

4. АБРохла – НИО (рис. 5Б, охлаждение АБР вспомог. воздушным потоком от НИО):  $\Delta x = 7,5$  г/кг; «О»:  $t = 25^\circ\text{C}$ ;  $x = 7,5$  г/кг; «В»:  $t = 24,5^\circ\text{C}$ ,  $\phi = 87\%$ ;

5. АБРио-Р – НИО (рис. 5В):  $\Delta x = 8,5$  г/кг; «О»:  $t = 20,8^\circ\text{C}$ ;  $x = 6,5$  г/кг; «В»:  $t = 23,5^\circ\text{C}$ ,  $\phi = 100\%$ ; (возможна реконденсация)

Оптимальным является величина  $l = 1,0$  [1], но, в зависимости от конфигурации ССКВ в целом и наружных параметров воздуха, это соотношение может оперативно меняться. Поскольку вспомогательный воздушный поток покидает НИО также охлаждённым ( $V^1-V^5$ ) он может использоваться для охлаждения абсорбера (рис. 7, вариант 4). Видно, что процесс осушения воздуха в АБРио (рис. 7, вариант 5) реализуется при его одновременном охлаждении. Достигнутый уровень охлаждения основного потока «О»,  $t_0 = 20,8^\circ\text{C}$ , оказывается ниже естественного предела охлаждения по наружному воздуху ( $t^1_{\text{M}} 24^\circ\text{C}$ ) и достигающим точки росы ( $t^1_{\text{P}} 20^\circ\text{C}$ ).

Основные варианты разработанных солнечных холодильных систем представлены на рисунке 6. Получены также сравнительные результаты для шести вариантов СХС (рис. 8):

1. ГРД (без предварительного осушения наружного воздуха):  $\rightarrow t^2_{\text{Ж}} = 270^\circ\text{C}$ ;

2. АБР – ГРД (рис. 6А):  $x^2 = 9$  г/кг;  $t^1_{\text{M}} = 210^\circ\text{C}$ ,  $t^1_{\text{P}} = 11,5^\circ\text{C}$ ;  $\rightarrow t^2_{\text{Ж}} = 24,5^\circ\text{C}$ ; выбросной воздушный поток из ГРД, ВВ:  $t = 300^\circ\text{C}$ ,  $\phi = 89\%$ ;

3. АБРохла – ГРД (рис. 6Б, охлаждение АБР от технологической градирни ГРДг):  $x^2 = 8$  г/кг;  $t^1_{\text{M}} = 19,5^\circ\text{C}$ ,  $t^1_{\text{P}} = 9^\circ\text{C}$ ;  $\rightarrow t^2_{\text{Ж}} = 23,2^\circ\text{C}$ ; ВВ:  $t = 27,5^\circ\text{C}$ ,  $\phi = 90\%$ ;

4. АБРохла – ГРД (рис. 6Б, охлаждение АБР вспомогат. воздушным потоком от ГРД):  $x^2 = 8$  г/кг;  $t^1_{\text{M}} = 19,5^\circ\text{C}$ ,  $t^1_{\text{P}} = 9^\circ\text{C}$ .  $\rightarrow t^2_{\text{Ж}} = 23,5^\circ\text{C}$ ; ВВ:  $t = 260^\circ\text{C}$ ,  $\phi = 92\%$ ;

5. АБРохла – ГРД (рис. 6В, охлаждение АБР частью холодной воды от «продуктовой» ГРДпр):  $x^2 = 7,5$  г/кг;  $t^1_{\text{M}} = 17,5^\circ\text{C}$ ,  $t^1_{\text{P}} = 7,5^\circ\text{C}$ .  $\rightarrow t^2_{\text{Ж}} = 22,0^\circ\text{C}$ ; ВВ:  $t = 24,5^\circ\text{C}$ ,  $\phi = 96\%$ ;

6. АБРио-Р – НИО (рис. 6Г):  $x^2 = 7,0$  г/кг;  $t^1_{\text{M}} = 17,0^\circ\text{C}$ ,  $t^1_{\text{P}} = 6,5^\circ\text{C}$ .  $\rightarrow t^2_{\text{Ж}} = 21,0^\circ\text{C}$ ; ВВ:  $t = 23,5^\circ\text{C}$ ,  $\phi = 100\%$  (возможна реконденсация).

Система может быть построена только на использовании ГРД на наружном воздухе (вариант 1). Здесь процесс изменения состояния воздуха в ГРД – линия 1-ВВ1; изменение состояния охлаждаемой воды показано на Н-Т диаграмме условно вдоль линии насыщения (стрелка 1). Особый интерес представляют варианты СХС (АБР<sub>охл</sub> – ГРД<sub>пр</sub>, рис. 4Б, 6В) с использованием части «продуктовой» воды от ГРД<sub>пр</sub> для предварительного охлаждения воздушного потока, поступающего в градирню. Линией 1-5 здесь показано осушение воздуха в АБР, а линией 5-ВВ5 обозначено изменение состояния воздуха в градирне

### Выводы

1. Разработана концепция создания нового поколения многофункциональных солнечных систем МСС. Основным их элементом является комплекс взаимосвязанных теплообменных аппаратов в виде автономного блока [(ДБР ↔ АБР) – ГРД] для создания СХС и [(ДБР ↔ АБР) – НИО] для создания ССКВ; несомненный практический интерес представляет использование «выбросных», увлажнённых, но холодных воздушных потоков из испарительных охладителей ГРД и НИО.

2. Перспективным решением является использование абсорбера с внутренним испарительным охлаждением АБР<sub>ио</sub>; несомненный интерес представляет вариант СХС с использованием части охлаждённой воды от градирни ГРД<sub>пр</sub> для охлаждения абсорбера. Для абсорбционных солнечных систем пределом охлаждения является температура точки росы наружного воздуха, что существенно расширяет возможности их практического использования.

3. Выполнен анализ принципиальных возможностей ССКВ, показавший, что даже для очень тяжёлых параметров наружного воздуха, разработанные ССКВ однозначно обеспечивают получение требуемых комфортных параметров воздушной среды в обслуживаемом помещении без привлечения традиционной парокompрессионной техники.

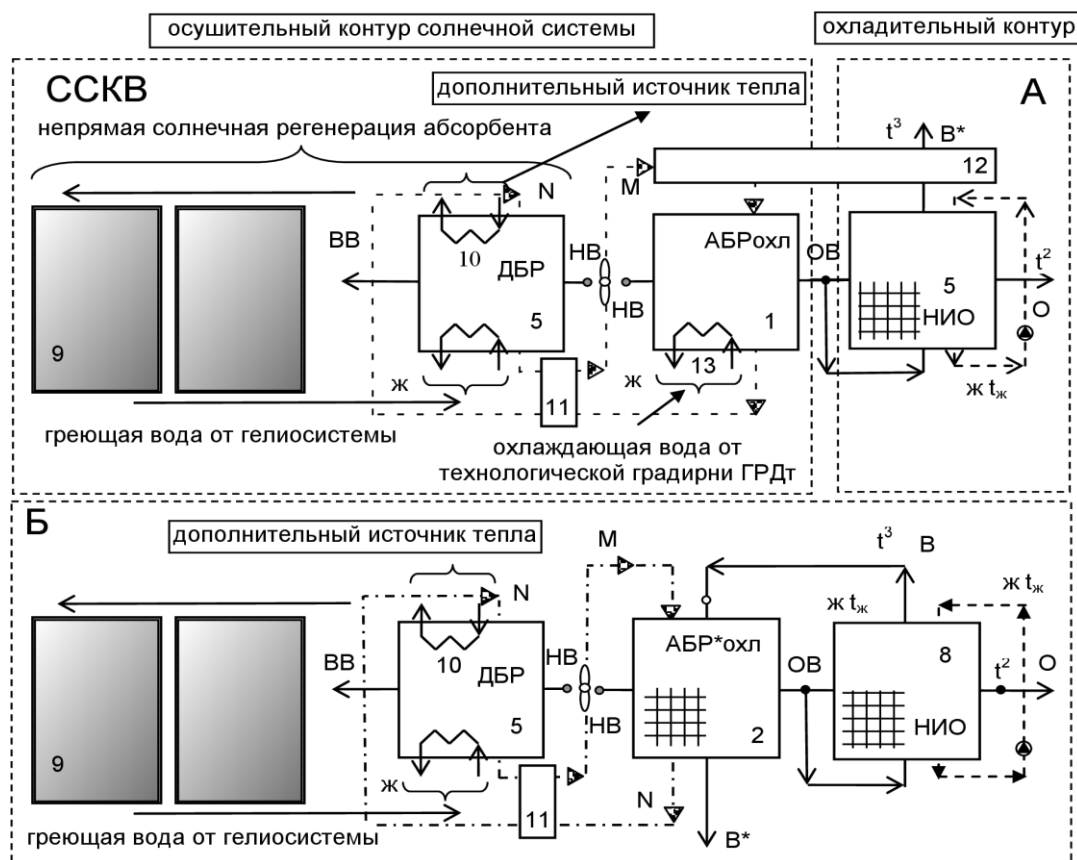


Рисунок 1 - Основные варианты солнечных абсорбционных систем кондиционирования воздуха ССКВ

А и Б – ССКВ с охлаждаемым абсорбером от ГРД<sub>т</sub>, и выбрасываемым вспомогательным воздушным потоком от НИОг, соответственно. 1-4 – абсорбер-осушитель наружного воздуха АБР; 2 – АБР<sub>охл</sub> – охлаждаемый от НИОг абсорбер; 5 – десорбер-регенератор ДБР; 6 – градирня ГРД<sub>пр</sub>; 7 и 8 – воздухоохладители непрямого типа НИО и НИО-Р; 9 – солнечная система регенерации абсорбента ССРГ; 10 – дополнительный греющий источник ССРГ; 11 и 12 – теплообменники; 13 – градирня технологическая ГРД<sub>т</sub>; N, M – крепкий и слабый растворы абсорбента.

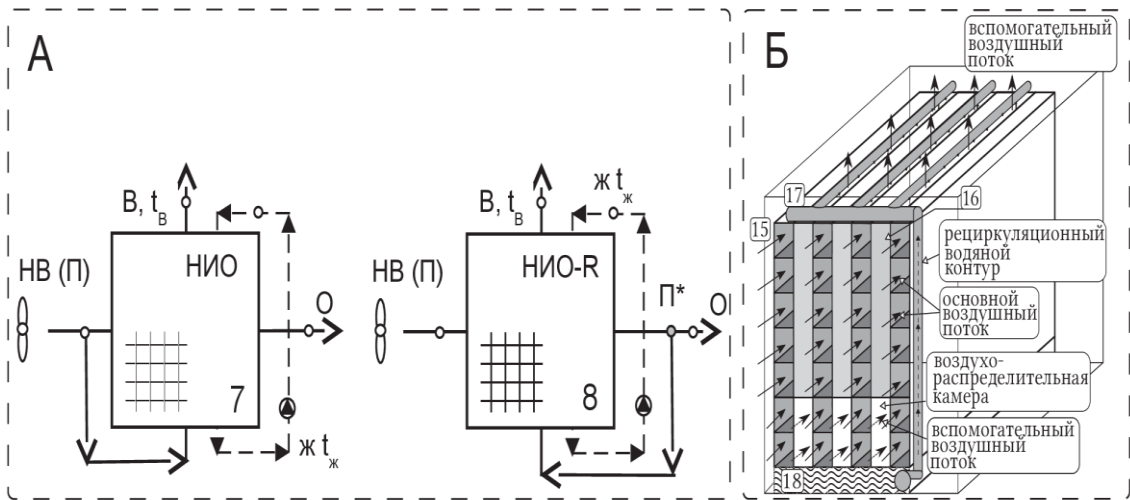


Рисунок 2 - Испарительные воздухоохладители непрямого типа для солнечных систем

Обозначения по рис. 1, доп. (Б – НИО): 15 – «сухой» канал; 16 – «мокрый» канал; 17 – водораспределитель; 18 – водосборник

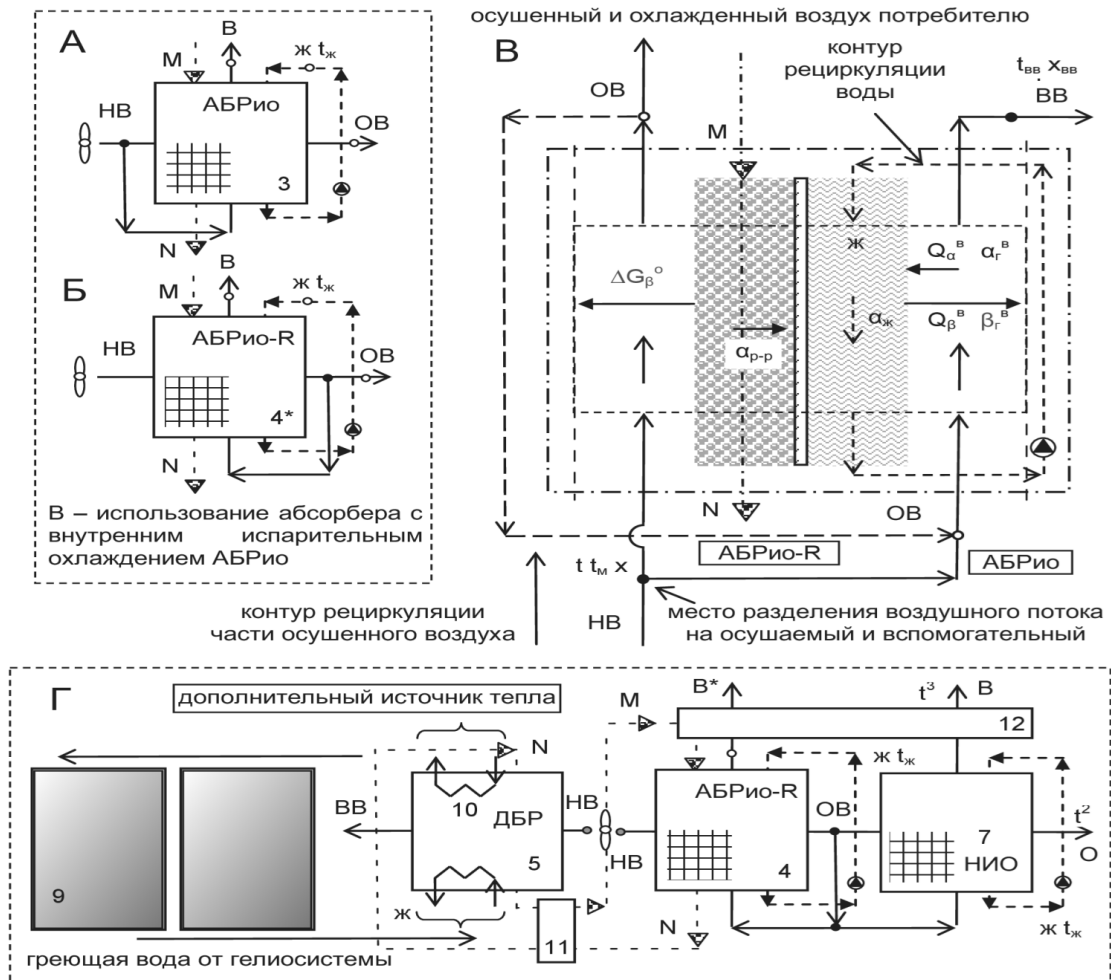


Рисунок 3 - Абсорбер с внутренним испарительным охлаждением, основные варианты решений.

А – АБРИо с использованием наружного воздуха для испарительного охлаждения абсорбера;

Б – АБРИо-R с использованием части осушенного воздуха для испарительного охлаждения абсорбера;

В – схема контакта газо-жидкостных потоков в соседних каналах АБРИо; Г – принципиальная схема ССКВ на основе АБРИо-R. Обозначения по рисунку 1.

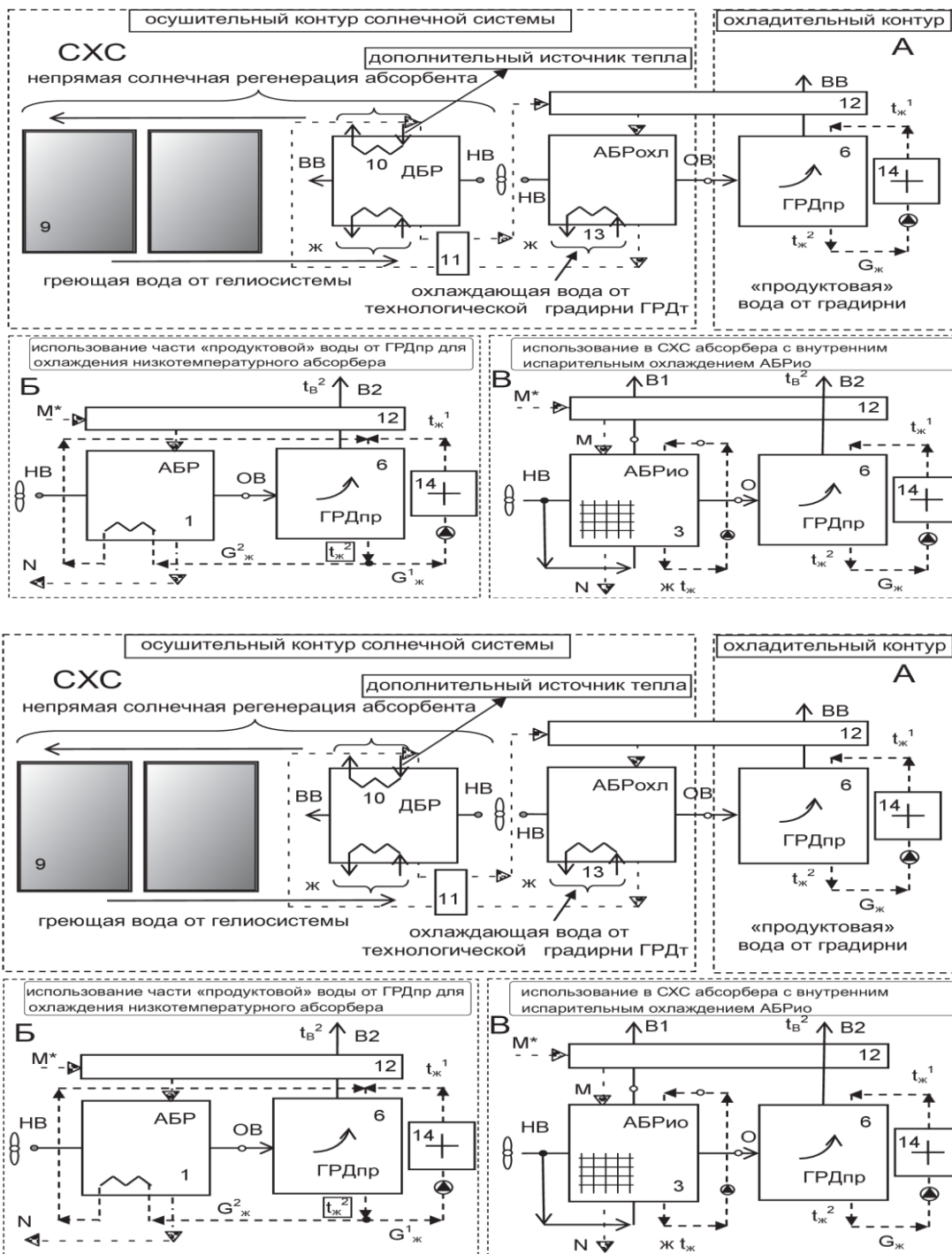


Рисунок 4 - Основные варианты солнечных холодильных систем СХС  
 Обозначения по рис. 1, доп.: 14 – охлаждаемый объект.

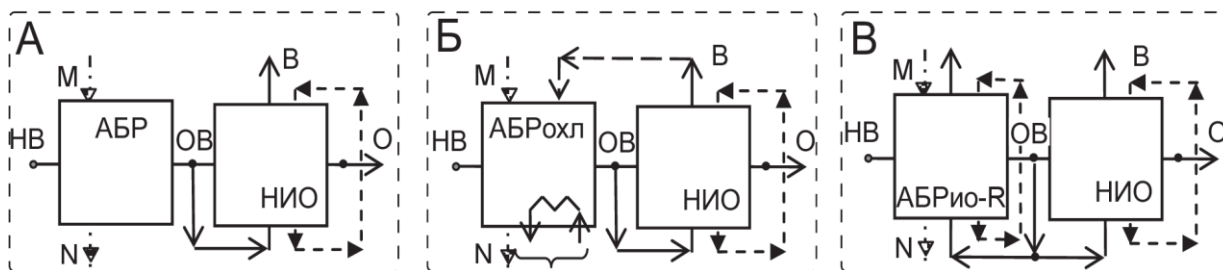


Рисунок 5 - Принципиальные схемы узлов АБР-НИО для ССКВ

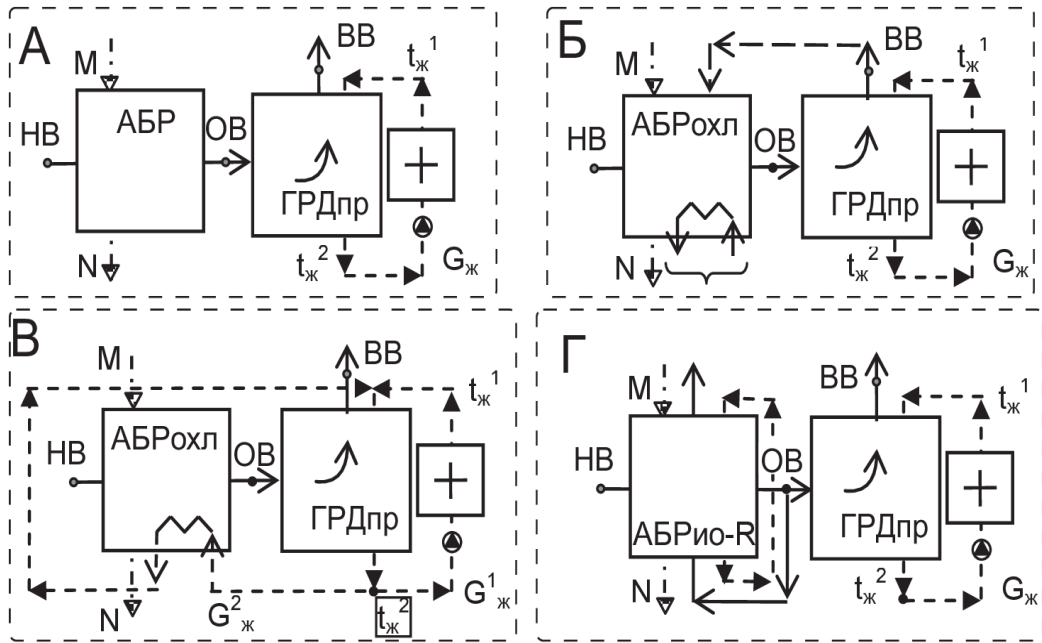


Рисунок 6 - Принципиальные схемы узлов АБР-ГРД для СХС

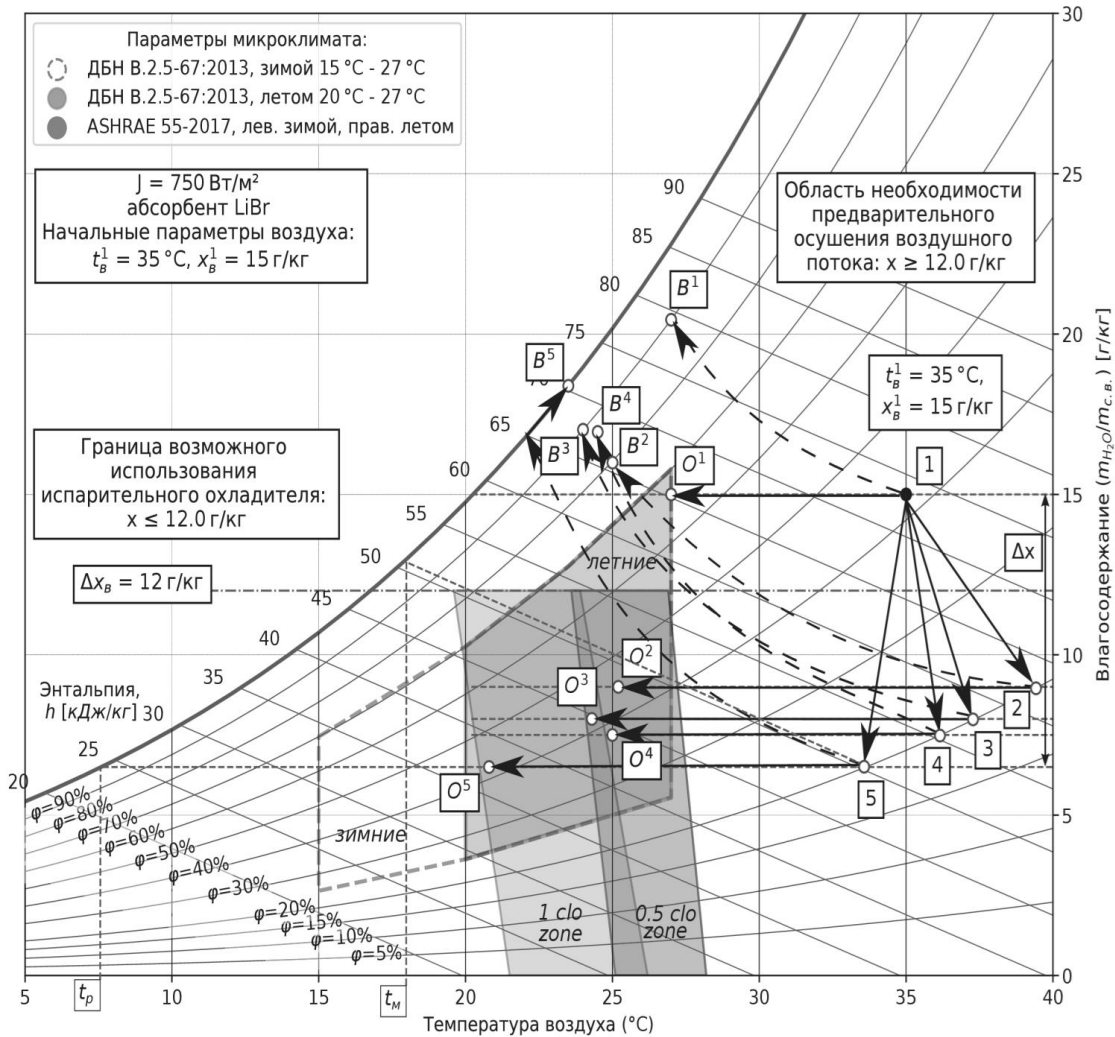


Рисунок 7 - Принципиальные возможности разработанных ССКВ (формула АБР-НИО) на основе открытого абсорбционного цикла: 1-2(5) – процесс осушения воздуха в абсорбере; «О» и «В» – охлаждение основного и вспомогательного воздушных потоков в НИО



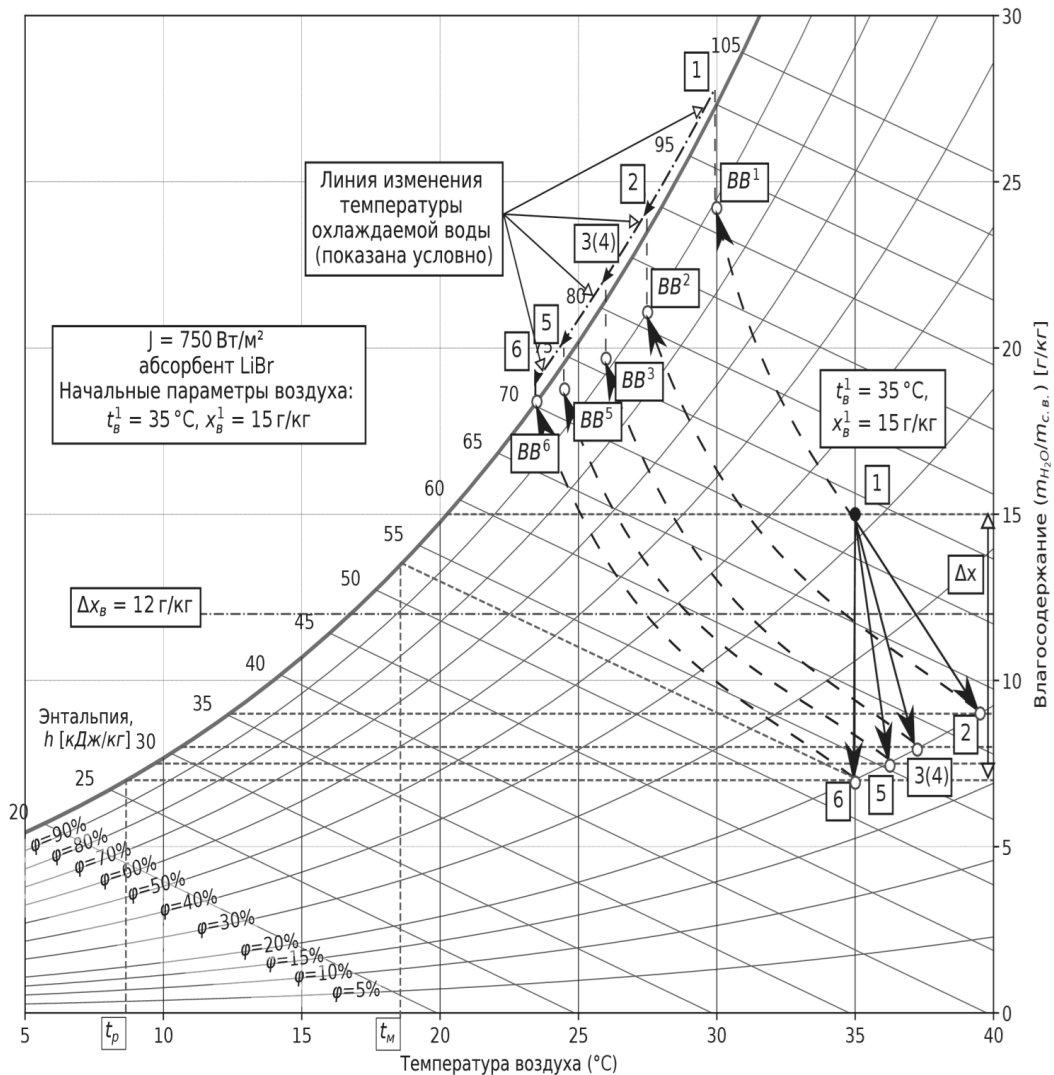


Рисунок 8 - Принципиальные возможности разработанных СХС (формула АБР-ГРД) на основе открытого абсорбционного цикла: 1-3(4) – процесс осушения воздуха в абсорбере; 1-ВВ¹, 2-ВВ²... 6-ВВ⁶ – выбросные воздушные потоки из ГРД

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Doroshenko A.V., Glauberan M.A. Alternative energy [Alternative energy]. *Refrigerating and Heating Systems*, [Odessa I.I. Mechnicow National University Press], 2012.
2. Guangming Chen, Kostyantyn Shestopalov, Alexander Doroshenko, Paul Koltun, Polymeric materials for solar energy utilization: a comparative experimental study and environmental aspects, *Polymer-Plastics Technology and Engineering*, 2015, vol. 54, pp. 796-805.
3. Foster R.E., Dijkstra E. Evaporative Air-Conditioning Fundamentals: Environmental and Economic Benefits World Wide. [Proc. Int. Conf. "Applications for Natural Refrigerants", Aarhus, Denmark, IIF/IIR, 1996, pp. 101-109 (In English).
4. А.В. Дорошенко, В.Х. Кирилов, А.Р. Антонова, К.В. Людницкий. Солнечные многоступенчатые холодильные системы на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением // *Problemele energeticii regionale*. – 2015. – №2 (28). – С. 77-88.
5. А.В. Дорошенко, Людницкий К.В. Процессы общего теплообмена в аппаратах солнечных абсорбционных холодильных систем // *Problemele energeticii regionale*. – 2014. – №3. – С. 29-41.
6. А.В. Дорошенко, А.Р. Антонова, Людницкий К.В. Солнечные многоступенчатые абсорбционные холодильные системы на основе теплообменников пленочного типа // *Холодильна техника та технологія*. – 2015. – №2 (том 51). – С. 25-31.
7. А.В. Дорошенко, Людницкий К.В. Солнечные холодильные системы на основе абсорбера с внутренним испарительным охлаждением // *Холодильна техника та технологія*. – 2015. – №3 (том 51). – С. 42-52.

8. А.В. Дорошенко, М.А. Глауберман, В.Х. Кирилов, А.Р. Антонова, К.В. Людницкий Солнечные абсорбционные холодильные системы. Принцип построения и анализ возможностей / К.В. Людницкий, // Фізика аеродисперсних систем. – 2015. – №52. – С. 34-46.
9. John L., McNab, Paul McGregor. Dual Indirect Cycle Air-Conditioner Uses Heat Concentrated Dessicant and Energy Recovery in a polymer Plate Heat Exchanger. [Proc. 21 International Congress of Refrigeration IIR/IIF], 2003, Washington, D.C, ICR0646.
10. Stoitchkov N. J., Dimirov G.J. Effectiveness of Crossflow Plate Heat Exchanger for Indirect Evaporative Cooling. Int. J. Refrig., vol. 21, no. 6, 1998, pp. 463-471.
11. Zhao, X., Liu, S., Riffat, S.B. Comparative study of heat and mass exchanging materials for indirect evaporative cooling systems. [Proc 43th Int Conf. "Building and Environment"], 2008, pp. 1902-1911.
12. Gomes E.V., Martinez F.J., Diez, F.V., Leyva, M.J., Martin, R.H., Description and experimental results of a semi-indirect ceramic evaporative cooler. Int. Journal of Refrigeration, 2005, vol. 28, pp. 654-662.
13. Doroshenko A. V., Khalak V. F. The prospects of polymeric materials (PMs) in assembling the solar water-thermal collectors (SCs). Comparative data analysis and exploratory research of promising solutions. Refrigeration Engineering and Technology, vol. 54, no. 5, 2018, pp. 44-52
14. Hasan A. Going below the wet-bulb temperature by indirect evaporative cooling: Analysis using a modifiede-NTU method. Applied Energy 89 (2012) 237–245.
15. Kabeel A., Abdelgaied M. Numerical and experimental investigation of a novel configuration of indirect evaporative cooler with internal baffles. Energy Conversion and Management 126 (2016) 526–536.
16. Chen Y., Yang H., Luo Y. Indirect evaporative cooler considering condensation from primary air: Model development and parameter analysis. Building and Environment 95 (2016) 330e345.
17. Chen Y., Yang H., Luo Y. Parameter sensitivity analysis and configuration optimization of indirect evaporative cooler (IEC) considering condensation. Applied Energy 2016.
18. Maisotsenko V., Lelland Gillan, M. 2003, The Maisotsenko Cycle for Air Desiccant Cooling. [Proc. 21<sup>h</sup> Int. Cong of Refrigeration IIR/IIF], 2003, Washington, D.C, ICR0646.
19. Denis Pandelidis, Sergey Anisimov, William M. Worec. Performance study of the Maisotsenko Cycle heat exchangers in different air-conditioning applications. Intern. Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, vol.81, pp. 207-221
20. Muhammad H., Muhammad S., Miyazaki T., Koyama S., Maisotsenko S. Overview of the Maisotsenko cycle—A way towards dew point evaporative cooling. Renewable and Sustainable Energy Reviews 66 (2016) 537–555.
21. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування [State Standard B.2.5-67:2013. Heating, ventilation and conditioning]. Ukraine, Minregion of Ukraine, 2014. 141 p
22. EN 15251:2007. «Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics»
23. ANSI/ASHRAE Standard 55-2017. «Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy»

УДК 62-713.82/621.385

## MAGNETRONS COOLING SYSTEM MODERNIZATION

### МОДЕРНИЗАЦІЯ СИСТЕМИ ОХЛАЖДЕННЯ МАГНЕТРОНОВ

<p><b>Boshkova I. L.<sup>a</sup></b>, dr of techn sc, professor  <b>Volgusheva N.V.<sup>b</sup></b>, p.h.d, associate professor,  <b>Potapov M.D.<sup>c</sup></b>, PhD, Ass. Prof.</p>	<p><b>Бошкова И. Л.<sup>а</sup></b>, д.т.н., проф.  <b>Волгушева Н. В.<sup>б</sup></b>, к.т.н., доц  <b>Потапов М. Д.<sup>с</sup></b>, к.т.н., доц.</p>
<p>Odessa national academy food technologies,  Ukraine, 65182, Odessa, Dvoranskaya 1/3</p>	<p>Одесская национальная академия пищевых  технологий,  Украина, 65082, Одесса, Дворянская 1/3</p>
<p><b>E-mail:</b> a – boshkova.irina@gmail.com; b – natvolgusheva@gmail.com; c – dorosh1gan@gmail.com,</p>	

#### Abstract

The system for ensuring the thermal regime of the magnetron anode block was modernized by replacing the air cooling system with a liquid cooling system. The use of liquid cooling system allows the use of magnetrons produced in production, in the design of industrial microwave devices. The developed liquid cooling system has unified qualities that allow it to be used for cooling from 1 to 6 magnetrons and can solve the problem of increasing production efficiency and the reliability of microwave technology.

## Аннотация

Модернизирована система обеспечения теплового режима анодного блока магнетрона путем замены системы воздушного охлаждения на систему жидкостного охлаждения. Применение системы жидкостного охлаждения позволяет использовать магнетроны, выпускаемые в производстве, при конструировании промышленных микроволновых устройств. Разработанная система жидкостного охлаждения обладает унифицированными качествами, которые позволяют использовать ее для охлаждения от 1 до 6 магнетронов и позволяет решить проблему повышения эффективности производства и надежности работы микроволновой техники.

Исследование частотных характеристик магнетронов и их анализ показывает, что флуктуация частоты в магнетронных генераторах зависит от многих факторов и связана с электронно-волновым механизмом взаимодействия, режимом работы прибора, условиями и особенностями его эксплуатации. Это подчеркивает важность применения надежной системы обеспечения теплового режима магнетрона, т.к. при отклонении от требований к поддержанию температуры анодного блока, на котором выделяется теплота преобразования электрического тока в микроволновую энергию, сдвигается его рабочая точка по выходной частоте, что ухудшает эффективность его работы как источника энергии. Кроме того, при перегреве уменьшается срок службы магнетрона. Организация процесса охлаждения микроволновых генераторов подчиняется общим принципам охлаждения радиоэлектронной аппаратуры.

Элементы и металлические части конструкции электронной аппаратуры могут нормально функционировать в ограниченном температурном диапазоне, т.е. обладают ограниченной термостойкостью. Важной характеристикой работы является тепловой режим аппарата. Влияние изменения температуры на надежность аппаратуры проявляется, во-первых, в изменении (обратимом и необратимом) электрических параметров и характеристик изделий, во-вторых, в зависимости показателей надежности изделий от температуры [1]. Одним из важных этапов проектирования, определяющим направление всей разработки системы обеспечения тепловых режимов (СОТР), является выбор способа охлаждения магнетронов [2]. Среди факторов, влияющих на частоту генерации в магнетронах и вызывающих ее сдвиг, а также оказывающих в целом негативное влияние на частотные характеристики магнетронов, выделяют тепловые эффекты [3], которые влияют на эмиссионные процессы, протекающие на катоде и вызывающих колебания суммарного тока, эмитируемого с поверхности катода. Результаты исследования влияния температуры анодного блока на частоту генерации показали [3], что повышение температуры анодного блока от 20 °С до 60 °С приводит к снижению частоты генерации магнетрона на 0,1 %.

Согласно паспортным данным, допустимая температура поверхности анодного блока лежит в диапазоне 100...140 °С (в зависимости от мощности). Для обеспечения теплового режима магнетрона применяют систему воздушного охлаждения (СВО) или систему жидкостного охлаждения (СЖО) [4]. Для охлаждения магнетронов с выходной мощностью до 1,0 кВт применяют СВО. Совершенствование СВО возможно за счет уменьшения толщины ребра с 0,6 мм до 0,5 мм, что привело к снижению веса на 16,7% и интенсификации теплообмена вокруг анодного блока [5]. Однако такая модернизация не решает проблему перегрева при долговременной работе микроволнового устройства в неблагоприятных условиях.

Рассмотрев и проанализировав существующие схемы и особенности теплоотвода от анодного блока магнетрона, в качестве базовой выбрана система жидкостного охлаждения. Этот выбор был основан на следующих положениях:

1. Плотность теплового потока на поверхности анодного блока составляет  $1.68 \cdot 10^5$  Вт/м<sup>2</sup> (для магнетрона с выходной мощностью 1,5 кВт). Магнетроны с рассматриваемым уровнем мощности также охлаждаются с помощью воздушной системы, однако не могут длительное время работать в непрерывном режиме из-за возможности перегрева.

2. В СЖО, в отличие от СВО, температура теплоносителя на входе в рубашку охлаждения постоянна.

3. Благодаря замкнутому контуру системы охлаждения исключена возможность попадания частиц в рубашку охлаждения и забивание канала, что является еще одним преимуществом по сравнению с СВО.

Для проведения тепловых расчетов систем охлаждения необходимы расчетные зависимости для определения коэффициента теплоотдачи. При организации жидкостного охлаждения анодного блока теплоноситель циркулирует в кольцевом канале. В [6] расчетно-аналитическим методом определена эффективность интенсификации теплоотдачи в кольцевом канале при центральном

теплоподводе. Однако в данной работе не учитывается закручивание потока внутри кольцевого канала. В [6] экспериментальным путем получено, что при использовании интенсификаторов различной формы на выпуклой обогреваемой поверхности наблюдалось значительное увеличение эффективности теплосъема. Значение коэффициента теплоотдачи в 1.8 раза выше значения этого показателя для гладких кольцевых каналов. Это говорит о необходимости корректного согласования расчетных формул с реальными условиями протекания теплообменных процессов. Было обнаружено [16], что, хотя существуют различные зависимости для определения коэффициента теплоотдачи в кольцевых каналах, они недостаточно хорошо согласуются.

Для организации теплоотвода от поверхности с помощью СЖО требуется заменить ребра СВО на поверхности анодного блока, которые устанавливаются на серийно выпускаемых магнетронах малой мощности, на рубашку жидкостного охлаждения. Необходимость такой замены вызвана тем, что выпускаемые промышленно магнетроны рассчитаны на непродолжительную работу, и поэтому комплектуются с СВО. Для обеспечения безаварийной работы СЖО необходимо предусмотреть датчики давления, температуры и расхода.

Рабочие жидкости (теплоносители) для заправки СЖО выбираются по следующим критериям:

- рабочий диапазон температур:  $-20 \dots +50 \text{ }^\circ\text{C}$
- токсичность: жидкость должна быть нетоксична
- отсутствие химической активности,
- стоимость
- доступность.

В соответствии с данными критериями, предлагается к использованию следующие теплоносители: вода (для работы при температуре окружающей среды от  $5$  до  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ ) и  $66 \%$  водный раствор этиленгликоля (при температуре окружающей среды от  $-20$  до  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Теплофизические свойства этих теплоносителей хорошо известны, что позволяет проводить надежные тепловые расчеты.

Расчет режима жидкостного охлаждения анодного блока магнетрона производился с целью определения максимальной входной температуры теплоносителя из условия предельно допустимой температуры поверхности анодного блока магнетрона.

Рассматривался магнетрон с выходной мощностью  $1,0 \text{ кВт}$ . При этом потребляемая мощность  $N_m=1200 \text{ Вт}$ . Мощность, которую необходимо отвести от анодного блока  $Q=200 \text{ Вт}$ . Средняя температура поверхности анодного блока принимается  $t_a=100 \text{ }^\circ\text{C}$ . На основании конструкторских проработок было предложено использовать рубашку охлаждения, которая крепится непосредственно на анодный блок и имеет следующие геометрические характеристики: внутренний диаметр зазора  $d_z=0.052 \text{ м}$ , наружный диаметр зазора  $D_z=0.055 \text{ м}$ , внешний диаметр рубашки охлаждения  $d_r=0.058 \text{ м}$ , толщина зазора  $\delta_z=0.0015 \text{ м}$ , ширина зазора  $h_z=0.02 \text{ м}$ . Анодный блок и рубашка охлаждения изготовлены из меди.

Плотность теплового потока  $q = \frac{Q}{F} = 3,06 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$ , эквивалентный диаметр канала охлаждения

$d = 6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ . Контактное термическое сопротивление в месте соприкосновения поверхностей анодного блока и рубашки охлаждения определялось в следующей последовательности.

Термическое сопротивление, создаваемое воздушными зазорами:

$$R_v = \frac{2 \cdot \delta}{\lambda_v} = \frac{2 \cdot 6 \cdot 10^{-3}}{0.0321} = 3.738 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт} \quad (1)$$

где  $\lambda_v=0.0321, \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$  – теплопроводность воздуха при температуре  $t=110 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\delta=6 \cdot 10^{-3}, \text{ м}$  – шероховатость материала в месте контакта.

Термическое сопротивление пятен контакта:

$$R_m = \frac{1.43 \cdot \sigma_v \cdot 10^{-4}}{\lambda_m \cdot N_{ud}} = \frac{1.43 \cdot 25 \cdot 10^{-8}}{0.0321 \cdot 0.1 \cdot 10^{-4}}, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт} \quad (2)$$

где  $N_{ud}=0.1 \cdot 10^{-4} \text{ кг/см}^2$  – степень сжатия,  $\lambda_m=400 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  – коэффициент теплопроводности меди,  $\sigma_v=25 \cdot 10^{-4}, \text{ кг/м}^2$  – временное сопротивление материала,  $\sigma_v=25 \cdot 10^{-4} \text{ кг/м}^2$  – временное сопротивление материала.

Суммарное контактное термическое сопротивление:

$$R_\Sigma = \frac{R_v \cdot R_m}{R_v + R_m} = \frac{3.738 \cdot 10^{-3} \cdot 8.938 \cdot 10^{-9}}{3.738 \cdot 10^{-3} + 8.938 \cdot 10^{-9}} = 8.937 \cdot 10^{-9}, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт} \quad (3)$$

Исходя из найденного термического сопротивления, можно определить скачок температур в месте контакта:

$$\Delta t = q \cdot R_{\Sigma} = 2,35 \cdot 10^4 \cdot 8,937 \cdot 10^{-9} = 2,1 \cdot 10^{-4}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4)$$

Перепад температур в месте контакта оказался близким к нулю, поэтому в дальнейших расчетах контактное термическое сопротивление можно не учитывать.

Получено, что коэффициент теплоотдачи равен  $\alpha=2718 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  при использовании воды в качестве теплоносителя при скорости  $w=0,089 \text{ м}/\text{с}$  в кольцевом канале с площадью живого сечения  $f = 5,18 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ , площадь теплообменной поверхности  $F=6,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ , а коэффициент теплопередачи, который учитывает термическое сопротивление теплопроводности анодного блока и термическое сопротивление теплоотдачи от поверхности анодного блока к охлаждающей воде, равен  $K=2664 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Изменение температуры воды при прохождении через рубашку охлаждения:

$$\delta t = \frac{Q}{C_p \cdot G} = 1,04 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (5)$$

А средняя температура теплоносителя:

$$t_g = t_a - \frac{Q}{K \cdot F} = 88,5 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (6)$$

где  $t_a$  – максимально допустимая температура поверхности анодного блока.

Тогда температура воды на входе в рубашку охлаждения составит  $t'=88 \text{ } ^\circ\text{C}$ , а на выходе –  $t''=89 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Расчет позволяет сделать вывод, что для нормальной работы магнетрона температура воды на входе в рубашку охлаждения не должна превышать  $90 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

При использовании 54 % водного раствора этиленгликоля в качестве теплоносителя коэффициент теплоотдачи равен  $\alpha=1282 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Тогда изменение температуры теплоносителя при прохождении через рубашку охлаждения  $\delta t = 1,2 \text{ } ^\circ\text{C}$ , коэффициент теплопередачи  $K=1270 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , средняя температура теплоносителя  $t_g = 76 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Для нормальной работы магнетрона температура водного раствора этиленгликоля на входе в рубашку охлаждения не должна превышать  $75 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

При разработке микроволновых устройств часто возникает необходимость применения нескольких магнетронов, в зависимости от потребляемой мощности. В этом случае СЖО может объединять в свой контур все рубашки охлаждения по параллельной схеме. Гидравлическая схема СЖО, предлагаемая для обеспечения теплового режима шести магнетронов, представлена на рис. 1.

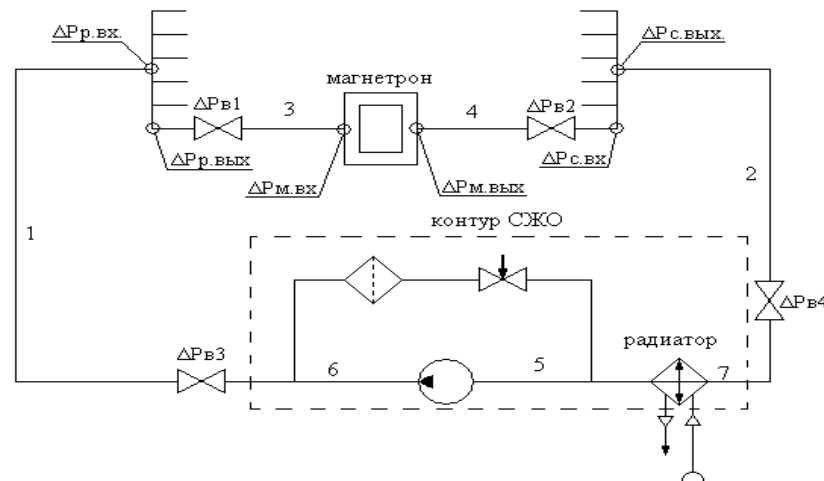


Рис. 3. Схема СЖО для микроволнового устройства

1 – линия нагнетания, 2 – линия всасывания, 3 – вход в рубашку охлаждения магнетрона, 4 – выход из рубашки охлаждения, 5 – насос, 6 – фильтр, 7 – теплообменник

Предлагаемая замена системы воздушного охлаждения на жидкостное для магнетронов малой мощности позволит стабилизировать температуру и повысить надежность работы устройства. При этом предполагается установка рубашки охлаждения непосредственно на анодный блок. Конструктивно СЖО выполнена с учетом возможности легкой замены деталей и подключения к микроволновому устройству.

## Выводы

Контактное термическое сопротивление соединения анодного блока с рубашкой охлаждения незначительно и может не учитываться в тепловых расчетах, поскольку перепад температур в месте контакта пренебрежимо мал.

Максимально допустимая температура воды составила 104.1 °С – при этом будут выполняться требования, согласно которым температура поверхности анодного блока не должна превышать 120 °С. Достижение аналитически рассчитанной максимально возможной температуры должно фиксироваться и выводиться на панель управления устройством с последующим отключением питания.

Замена системы воздушного охлаждения на жидкостное для магнетронов малой мощности позволит стабилизировать температуру и повысить надежность работы устройства.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. В. И. Азаренков, А. С. Куценко. Методика и алгоритм инженерного расчета температурного режима радиоэлектронной аппаратуры // Вісник національного технічного університету ХПІ. 2013. №2 (976). С. 22-28.
2. Г.И. Чурюмов, А.И. Экезли. Моделирование частотных характеристик магнетрона с двумя выводами энергии // Прикладная радиоэлектроника. 2012. Том 11, № 1. С. 63-71.
3. Yong-Soo Lee, Jong-Soo Lee A study on the cooling system of low power magnetron by using the natural convection heat transfer // 4th IEEE International Conference on Vacuum Electronics. 2003. P. 134-135.
4. Roger J. Meredith Engineers' Handbook of Industrial Microwave Heating Institution of electric engineers, London.1998. 363 p.
5. Dong Ho Park, Eung Ryeol Seo, Myoung Keun Kwon Chang Seon Lee A study on thermal fluid flow of magnetron cooling for microwave oven // Journal of Mechanical Science and Technology April 2019. Vol. 33, Issue 4, P. 1915–1923
6. В. П. Александренков. Исследование эффективности интенсификации теплоотдачи в кольцевом канале при центральном теплоотводе // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2012. Vol. 4. С. 43-50.

УДК 536.2.083

## THE INFLUENCE OF COMPONENT COMPOSITION ON THE THERMOPHYSICAL CHARACTERISTICS OF FOOD PRODUCTS

### К ВОПРОСУ ВЛИЯНИЯ КОМПОНЕНТНОГО СОСТАВА НА ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

<p><b>Baibassarova A.R.</b><sup>1a</sup> <b>Zhumabekov A.S.</b><sup>1b</sup> <b>Stepanova O.A.</b><sup>1c</sup>, Cand.Tech.Sc, associate professor <b>Yermolenko M.V.</b><sup>1d</sup>, Cand.Tech.Sc <b>Parimbekov Z.A.</b><sup>1e</sup>, Cand. Phys.Math. Sc, associate professor</p>	<p><b>Байбасарова А.Р.</b><sup>1а</sup> <b>Жумабеков А.С.</b><sup>1б</sup> <b>Степанова О.А.</b><sup>1с</sup>, к.т.н, доцент <b>Ермоленко М.В.</b><sup>1д</sup>, к.т.н <b>Паримбеков З.А.</b><sup>1е</sup>, к. ф-м.н., доцент</p>
<p>1 – Shakarim State University of Semey, Kazakhstan, 071411, Semey, Glinki Street, 20a</p>	<p>1 – Государственный университет имени Шакарима г. Семей, Республика Казахстан, 071411, Семей, улица Глинки, 20а</p>
<p><b>E-mail:</b> – a - anelya_baibassarova@mail.ru; b - Zhumabekov_Askhat@sm.nis.edu.kz; c – aug11@mail.ru; d – tehfiz@mail.ru; e - lyazzat-p@mail.ru</p>	

## Abstract

In this paper, we consider the change in heat capacity and moisture content of meat and vegetable compositions depending on the percentage ratio between meat and vegetables. The equations of dependence of thermophysical characteristics on the composition were obtained. The obtained graphs confirm the linear dependence of heat capacity and moisture content on the composition of food products.

## Аннотация

В данной работе рассматривается изменение теплоемкости и влагосодержания мясорастительных композиций в зависимости от процентного соотношения между мясом и овощами. Были

получены уравнения зависимости теплофизических характеристик от состава композиции. Полученные графики подтверждают линейную зависимость теплоемкости и влагосодержания от состава пищевых продуктов.

Целью Государственной программы развития агропромышленного комплекса Республики Казахстан является обеспечение производства востребованной на рынках конкурентноспособной продукции, что в свою очередь связано с уровнем развития технического оснащения [1]. В настоящее время все больше проводится работ по расширению ассортимента пищевых продуктов. По данной теме имеются большие публикации различных авторов, среди которых А.Ж. Агибаева, Г.Т. Кажобаева, Б.С. Туганова, К.М., Омарова, Р.У. Ашакаева, Б.К. Асенова, Е.Л. Искакова, Ж.К. Молдабаева, А.К. Игенбаев, К.Ж. Амирханов, М.М. Какимов, С.К. Қасымов, А.С. Искинеева, А.К. Игенбаев, А.К. Мустафаева, Б.Б. Кабулов, Б.К. Абильмажинова, Ж.Б. Асиржанова, А.С. Камбарова. Эти работы посвящены особенностям химического состава мяса, показателям качества и безопасности мясной продукции, исследованиям пищевой ценности, совершенствованию технологии мясных продуктов, технологии замораживания мясных продуктов [2-7].

Хранение, тепловая и холодильная обработка являются энергозатратными процессами. При расчете этих процессов важное значение имеют теплофизические характеристики такие как удельная теплоемкость, теплопроводность, температуропроводность. В настоящее время появилось много новых продуктов, которые являются многокомпонентными, а анализ литературных источников показал, что данных по теплофизическим свойствам недостаточно.

Целью исследования было рассмотреть изменение теплоемкости мясорастительных композиций при изменении процентного соотношения между мясом и овощами. Исследование теплоемкости проводилось методом регулярного режима. Изменение влагосодержания определялось с помощью анализатора влажности ML-50 термогравиметрическим методом.

Исследование проводилось для мясорастительных композиций:

- говядина – морковь;
- птица – морковь;
- свинина – морковь.

Количество вводимой овощной добавки (морковь) составляло от 20 до 80 %.

Результаты исследований представлены на рисунке 1.

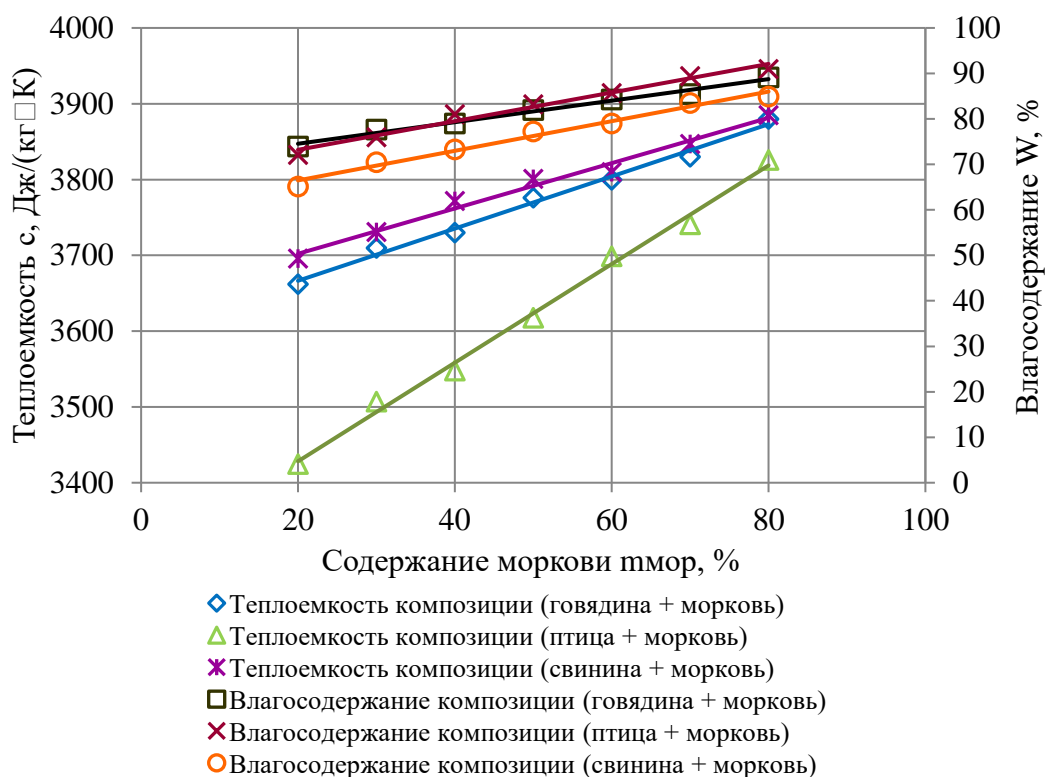


Рисунок 1. Графики зависимости теплоемкости и влагосодержания продуктов от состава композиции

В результате математической обработки были получены уравнения:

-изменение теплоемкости  $c$ , Дж/(кг·К), для мясорастительной композиции (говядина + морковь):

$$c = 3,4429m_{\text{мор}} + 3597,6 \quad (1)$$

- изменение теплоемкости  $c$ , Дж/(кг·К) для мясорастительной композиции (птица + морковь):

$$c = 6,5071m_{\text{мор}} + 3298,1 \quad (2)$$

- изменение теплоемкости  $c$ , Дж/(кг·К) для мясорастительной композиции (свинина + морковь):

$$c = 2,9893m_{\text{мор}} + 3642,3 \quad (3)$$

- изменение влагосодержания  $W$ , % мясорастительной композиции (говядина + морковь):

$$W = 0,2369m_{\text{мор}} + 69,8 \quad (4)$$

- изменение влагосодержания  $W$ , % мясорастительной композиции (птица + морковь):

$$W = 0,3147m_{\text{мор}} + 66,911 \quad (5)$$

- изменение влагосодержания  $W$ , % мясорастительной композиции (свинина + морковь):

$$W = 0,3256m_{\text{мор}} + 59,958 \quad (6)$$

где  $c$  – теплоемкость, Дж/кг·К;  $W$ – влагосодержание, %;

$m_{\text{мор}}$  – массовая доля моркови, %.

На основе проведенного анализа полученных данных можно сделать вывод, что теплоемкость и влагосодержание мясорастительных композиций имеет линейную зависимость и увеличивается с ростом массовой доли моркови.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Государственная программа развития агропромышленного комплекса Республики Казахстан на 2017 – 2021 годы.

2. А.Ж. Агибаева, Г.Т. Кажобаева, Б.С. Туганова, К.М., Омарова Особенности химического состава и пищевая ценность конины при использовании данного вида мяса в лечебных целях // Вестник ГУ имени Шакарима. - 2019. - №3 (87)

3. Р.У. Ашакаева, Б.К. Асенова, Е.Л. Исакова, Ж.К. Молдабаева Показатели качества и безопасности мясной продукции // Вестник ГУ имени Шакарима. - 2019. - №3 (87)

4. А.К. Игенбаев, К.Ж. Амирханов, М.М. Какимов, С.К. Қасымов Исследование пищевой ценности мяса индейки, применяемого в производстве мясных продуктов для геродиетического питания // Вестник ГУ имени Шакарима. - 2019. - №3 (87)

5. А.С. Искинеева, А.К. Игенбаев, А.К. Мустафаева, Б.Б. Кабулов Совершенствование технологии мясных продуктов с использованием растительных добавок // Вестник ГУ имени Шакарима. - 2019. - №3 (87)

6. Б.К. Абилямжинова, Ж.Б. Асиржанова Технология замораживания мясных полуфабрикатов // Вестник ГУ имени Шакарима. - 2019. - №3 (87)

7. А.С.Камбарова Пищевая и биологическая ценность мясного паштета с добавлением многокомпонентной добавки // Вестник ГУ имени Шакарима. - 2019. - №3 (87)

УДК 536.248.2:532.529.5

#### SOLAR ABSORPTION AIR CONDITIONING SYSTEMS BASED ON LOW TEMPERATURE EVAPORATIVE AIR COOLERS

#### СОЛНЕЧНЫЕ АБСОРБЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА НА ОСНОВЕ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

**Doroshenko A.V.**<sup>1a</sup>, Doct. Tech. Sc., professor  
**Kovalenko S.A.**<sup>2b</sup>

**Antonova A.R.**<sup>3c</sup>, Cand. Tech. Sc.

1, 2, 3 – Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine, 65043, Odessa, Kanatnaya, 112

**E-mail:** a – dor\_av43@i.ua; b – 777sk@ukr.net; c – allaantonova62@gmail.com

**Дорошенко А.В.**<sup>1а</sup>, докт. тех. наук, профессор  
**Коваленко С.А.**<sup>2б</sup>

**Антонова А.Р.**<sup>2с</sup>, канд. тех. наук.

1, 2, 3 – Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, 65043, Одесса, ул. Канатная, 112

#### Abstract

The present work is aiming at developing scheme solutions for alternative air conditioning systems based on the use of a heat-entrapping absorption cycle and solar energy for regenerating an absorbent



solution, or in other words, for maintaining cycle continuity. Based on experimental data, a comparative analysis of air conditioning systems based on a low-temperature evaporative air cooler and a solar air conditioning system based on an absorption system for pre-drying air and its subsequent evaporative cooling has been performed. Our designs of the proposed scheme solutions afford expansion of the area of practical applications of the evaporative cooling methods, for example, in ensuring the comfort parameters of the air in an air-conditioning system without resorting to the traditional vapor-compression technology, best demonstrated by paving the way to the absorption systems' main eco-energy characteristics improvement.

#### **Аннотация**

Цель исследования состоит в разработке схемных решений для альтернативных систем кондиционирования воздуха, основанных на использовании абсорбционного цикла и солнечной энергии для регенерации раствора абсорбента, то есть для поддержания непрерывности цикла. Выполнен, на основании экспериментальных данных, сравнительный анализ систем кондиционирования воздуха на основе низкотемпературного испарительного воздухоохладителя и солнечной системы кондиционирования воздуха на основе абсорбционной системы предварительного осушения воздуха и последующего его испарительного охлаждения. Разработанные решения позволяют расширить область практического использования методов испарительного охлаждения, например, обеспечить параметры комфортности воздуха в системе кондиционирования без привлечения традиционной парокомпрессионной техники, а также улучшить основные эко-энергетические характеристики абсорбционных систем.

**Введение.** Интерес к возможностям испарительного охлаждения сред в последние годы неуклонно возрастает, что обусловлено их малым энергопотреблением и экологической чистотой [1-14]. Широкое практическое применение находят испарительные охладители (ИО) непрямого типа (НИО, indirect evaporative cooling, IEC). Возможности таких охладителей по достигаемому температурному уровню охлаждения ограничены температурой наружного воздуха по мокрому термометру  $t_m$ , являющейся естественным пределом охлаждения;  $\chi$  эффективность существенно зависит от местных климатических условий [4-9]. Значительный интерес в последние годы вызывают ИО со сниженным пределом испарительного охлаждения сред [10-14]. Снижение температурного уровня охлаждения обеспечивает и общее уменьшение количества воды, используемой в ИО, что для современных энергетических систем означает реальное уменьшение количества воды, требуемое для компенсации потерь на испарение.

#### **I. Низкотемпературные испарительные воздухоохладители непрямого типа со сниженным пределом охлаждения**

В испарительном воздухоохладителе НИОг (рис. 1А и Б), получившем наибольшее распространение в последние годы [1-9], воздушный поток, поступающий на охлаждение (П) делится на две части. Вспомогательный поток воздуха (В) поступает в «мокрую» часть охладителя, где контактирует с водой, рециркулирующей через насадку аппарата и обеспечивает испарительное охлаждение воды, которая, в свою очередь, охлаждает бесконтактно, через разделяющую каналы стенку, основной воздушный поток (О). Этот поток воздуха охлаждается при неизменном влагосодержании, что обеспечивает преимущества при создании на основе НИОг систем кондиционирования воздуха СКВ. Вспомогательный воздушный поток выносит все тепло из аппарата, его температура также понижается а влагосодержание возрастает.

Температура воды в цикле сохраняет неизменное значение и оказывается несколько выше температуры мокрого термометра поступающего в НИОг наружного воздуха. Эта температура зависит от соотношения воздушных потоков в НИОг и является пределом охлаждения для обоих воздушных потоков. Предел охлаждения здесь определяется комплексом:  $t^0 = f(t_m^1, l = G_O / G_B, l' = G_B / G_{ж})$ , и одновременно характеризует возможности обоих воздушных потоков («О» и «В»). На рис. 1 (А и Б) приведены как совмещенная, так и раздельная схемы НИОг. В первом случае водо-воздушный теплообменник размещен непосредственно в объеме насадки ТМА.

Испарительные воздухоохладители могут быть обычного и регенеративного типов [4-9, 10-14]. В последнем (рис. 1В) разделение воздушных потоков осуществляется на выходе из водо-воздушного теплообменника. Нами эта схема маркирована как НИО-Рг (воздушный чиллер Chg). Поскольку вспомогательный воздушный поток «В» здесь поступает в испарительную часть охладителя уже охлажденным при неизменном влагосодержании, его потенциал охлаждения существенно возрастает и предел охлаждения теоретически снижается до температуры точки росы наружного воздуха  $t_p^1$ . Отметим, что если в НИОг оптимальное соотношение воздушных потоков  $l = G_O / G_B$  составляет примерно 1,0 [1-3], то здесь уже сам принцип, при равном отношении  $G_O$  и  $G_B$  на выходе из аппарата,

приводит к двукратному снижению соотношения расходов контактирующих потоков ( $I = G_{\text{П}} / G_{\text{В}}$ ) в соседних «мокрых» и «сухих» каналах насадочной части аппарата: -  $G_{\text{П}}$  (охлаждаемого в «сухой» части) и  $G_{\text{В}}$  (отводящего тепло в соседних «мокрых» каналах). Это естественно повышает удельные энергозатраты на реализацию процесса, сравнительно с НИОг. Интерес к возможностям решения по схеме Chg в мировой периодике очень велик [9-11]. Разработке и изучению возможностей охладителя Chg посвящен ряд патентов и исследований в США [10-12].

Аппараты с подвижной псевдооживленной насадкой (ПН) «газ-жидкость-твердое тело» перспективное направление развития ТМА, обеспечивающее устойчивую эксплуатацию в экстремальных условиях, рост нагрузок и высокую поперечную равномерность [15-16]. Использование этого принципа для реализации процессов тепломассообмена при испарительном охлаждении сред и осушения в системе «абсорбент-воздух» особенно перспективно с учетом предотвращения возможных загрязнений и отложений на рабочих поверхностях и стенках колонн.

На рис. 2 приведены основные решения разработанных, на основе выполненных авторами теоретических и экспериментальных исследований, ТМА применительно к реализации процессов тепломассообмена в аппаратах ССКВ (обозначения к рис. 2.: 1 – рабочая камера; 2 – поворотная решетка; 3 – подвижная насадка ПН (для воздухоохладителя-чилера это, по рисунку Д, – теплообменник основного и вспомогательного потоков воздуха 4, расположенный в слое ПН и образующий каналы для подвижной насадки ПН; 5 – распределитель жидкости ; 6 – опорно-распределительная решетка (ОРР, позиция Б; ОРР/т-к, позиция В с теплообменником); 7 – емкость для жидкости; 8 – рециркуляционный водяной контур; 9 – сепаратор капельной влаги; 10, 11 – поток теплоносителя (для абсорбера АБР и десорбера ДБР это охлаждающий и нагревающий теплоноситель, соответственно); 12, 13 и 14 – полный, входящий в Chg (например наружный воздух НВ или смесь воздушных потоков); основной и вспомогательный воздушные потоки; 15 – поворотный диффузор; 16 – элемент подвижной насадки ПН; 17 и 18 – каналы т/ка НИОт/к для полного и вспомогательного воздушных потоков, соответственно (17 – многоканальная вертикальная плита теплообменного элемента). Предпочтительным для реализации процессов тепломассообмена в слое ПНт-к является режим развитого псевдооживления в диапазоне скоростей движения воздушного потока  $w_t$  от 2,5 - 3,0 до 6,0-6.5 м/с [16].

## **II. Солнечные абсорбционные системы кондиционирования воздуха на основе низкотемпературных испарительных воздухоохладителей**

Практическое применение методов ИО сдерживается низкой эффективностью процесса при высоких влагосодержаниях наружного воздуха. В работах [1-3] рассмотрены принципы построения СКВ основанные на использовании открытого абсорбционного цикла. На основании ранее выполненных исследований авторами был выбран, в качестве основного решения, абсорбционный тип осушительно-испарительной системы с непрямой регенерацией абсорбента.

Суть открытого абсорбционного цикла (рис. 3-4) заключается в том, что наружный воздух предварительно осушается, так что при этом резко возрастают потенциалы последующего испарительного охлаждения с использованием осушенного в абсорбере (АБР) воздуха, который затем поступает в ИО, где может быть обеспечено глубокое охлаждение среды в солнечных системах кондиционирования воздуха (ССКВ). Сравнительно с традиционными решениями, с применением пароконденсационных охладителей сред, такие схемы обеспечивают значительное снижение энергопотребления и высокую экологическую чистоту [1-3].

Поддержание непрерывности цикла обеспечивается солнечной регенерацией раствора абсорбента в десорбере-регенераторе (ДБР). Перспективность практического использования альтернативных ССКВ определяется их достоинствами: – экологическая чистота: в работах [2-3], на основании методологии «Полный жизненный цикл», были показаны высокие экологические преимущества ССКВ в сравнении с традиционными пароконденсационными охладителями; – сравнительно низкие энергозатраты (по данным зарубежных исследований [4-13] и в работах, выполненных в ОГАХ [1-3]); – возможность комплексного решения ряда задач жизнеобеспечения: горячего водоснабжения, отопления, охлаждения и кондиционирования (в частности, осушения воздуха) для жилых и производственных объектов, используя единую солнечную систему.

Однако этим системам присущи и недостатки, сдерживающие их практическое развитие: – большие габариты, обусловленные низкими движущими силами (температурными и концентрационными напорами); – большое количество ТМА, входящих в состав систем, – проблематичность использования только солнечной энергии для регенерации абсорбента.

Основными направлениями для разрабатываемых ССКВ являются: разработка и сравнительная оценка различных схемных решений ССКВ; создание нового поколения ТМА для альтернативных

систем, характеризующегося малым весом и стоимостью с преимущественным использованием полимерных материалов – полимерного солнечного жидкостного коллектора СКж [1-3, 15-16] и основных ТМА осушительного и охладительного контуров (АБР, ДБР, испарительные охладители) на основе ПН.

Разработанные схемные решения ССКВ впервые основаны на использовании низкотемпературных воздухоохладителей-чиллеров Chg (рис. 3-4.) и включают следующие позиции: – теплоиспользующий абсорбционный цикл открытого типа состоит из осушительной части в составе АБР – ДБР и охладительной части, в составе воздухоохладителей Chg; – оптимальным для устойчивой работы ССКВ является рациональное сочетание альтернативного и традиционных источников энергии; – в солнечной системе используются плоские полимерные солнечные коллекторы СКж [1-3]; охлаждение АБР обеспечивает градирия технологического назначения ГРДт; поддержание требуемого температурного уровня десорбции водяных паров из раствора абсорбента (восстановление концентрации абсорбента) обеспечивает солнечная система горячего водоснабжения ССГВ. Основная формула ССГВ: (ДБР ↔ АБР) – Chg (рис. 3-4).

Перспективным является использование отбросного низкотемпературного воздушного потока «В» для охлаждения раствора абсорбента (рис. 3, сх. В) или осушенного воздушного потока (ОВ) между АБР и Chg; построение воздухоохладителя Chg с двумя водо-воздушными теплообменниками (рис. 4), что позволяет дополнительно регулировать характеристики ССКВ и осушать в АБР только вспомогательный воздушный поток (рис. 4, сх. В).

### III. АНАЛИЗ ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ РАЗРАБОТАННЫХ ССКВ

Приведен сравнительный анализ СКВ на основе низкотемпературного воздухоохладителя Chg (1) и ССКВ на основе солнечной абсорбционной системы предварительного осушения воздуха и Chg в охладительной части (2). Из используемых в качестве абсорбентов веществ с точки зрения теплофизических свойств наиболее перспективными являются водные растворы на основе бромистого лития; ориентировочный рабочий интервал концентраций для LiBr составляет 70-75% [17]. Сравнительный анализ в поле Н-Т диаграммы влажного воздуха (рис. 5) выполнен для начальных параметров наружного воздуха:  $t^1 = 35^{\circ}\text{C}$ ,  $t^1_m = 24,3^{\circ}\text{C}$ ,  $t^1_p = 20,3^{\circ}\text{C}$ , то есть начальное влагосодержание воздуха  $x^1_b = 16$  г/кг выбрано значительно выше критической величины  $x^* \approx 12,5$  г/кг [1-3], что требует обязательного предварительного осушения.

Анализ проводился с учётом действующего государственного стандарта Украины ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування» [17] (в поле Н-Х диаграммы зона комфортных параметров воздуха КП выделена серым цветом). Получены результаты:

1. СКВ на основе чиллера Chg, без предварительного осушения наружного воздуха: «О»:  $t_0 = 24,3^{\circ}\text{C}$ ,  $x^1_b = 16$  г/кг;

2. Солнечная абсорбционная ССКВ на основе Chg:  $t_0 = 20,0^{\circ}\text{C}$ ,  $x^1_b = 9$  г/кг.

СКВ на основе Chg обеспечивает «сухое» охлаждение воздушного потока практически до  $t^1_m$  и температура  $t_0$  может быть снижена варьированием соотношения  $l = G_o/G_v$ , при снижении предела охлаждения до  $t^1_p$ . Для обеспечения КП воздуха при  $x^* > 12,5$  г/кг необходимо предварительное осушение воздуха. Процесс осушения в АБР (линия 1 – 2) обеспечивает снижение влагосодержания воздуха и достижение требуемых КП.

Линия изменения состояния вспомогательного воздушного потока криволинейна и до выхода из насадки ТМА может выходить на кривую  $\phi = 100\%$ , с определённого момента следуя непосредственно по ней. Построение этих кривых выполнено по методике, разработанной на основе метода «энтальпийного потенциала» в работе [1]. Разработанные ССКВ обеспечивают получение требуемых комфортных параметров воздуха в помещении без привлечения традиционной парокомпрессионной техники, значительно улучшая эколого-энергетические показатели системы в целом [1, 3].

#### Выводы

1. Низкотемпературные испарительные воздухоохладители – чиллеры обеспечивают охлаждение воздуха при его неизменном влагосодержании со сниженным пределом охлаждения до температуры точки росы;

2. Разработанные ССКВ даже для очень тяжёлых параметров наружного воздуха, однозначно обеспечивают получение требуемых комфортных параметров воздушной среды в обслуживаемом помещении без привлечения традиционной парокомпрессионной техники, значительно улучшая эколого-энергетические показатели системы в целом.

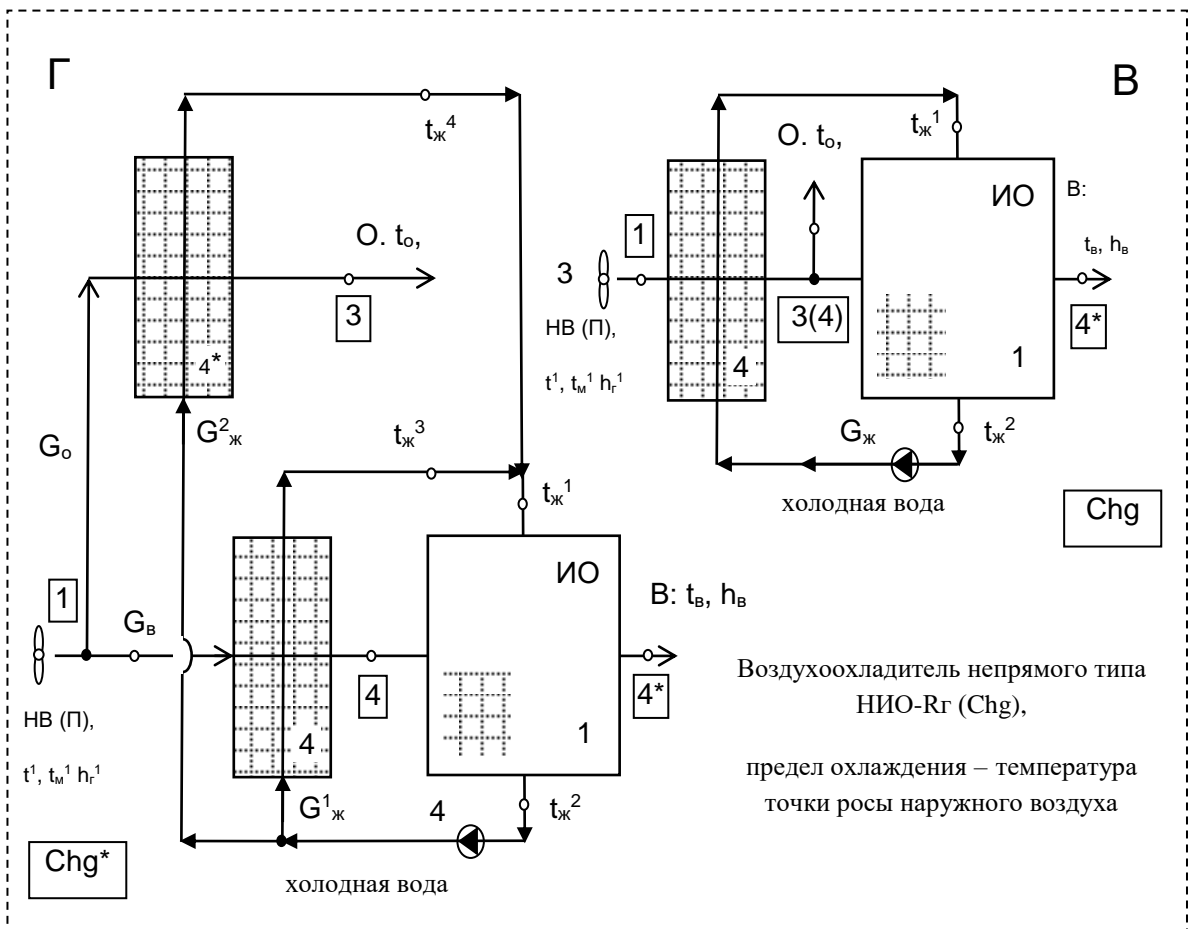
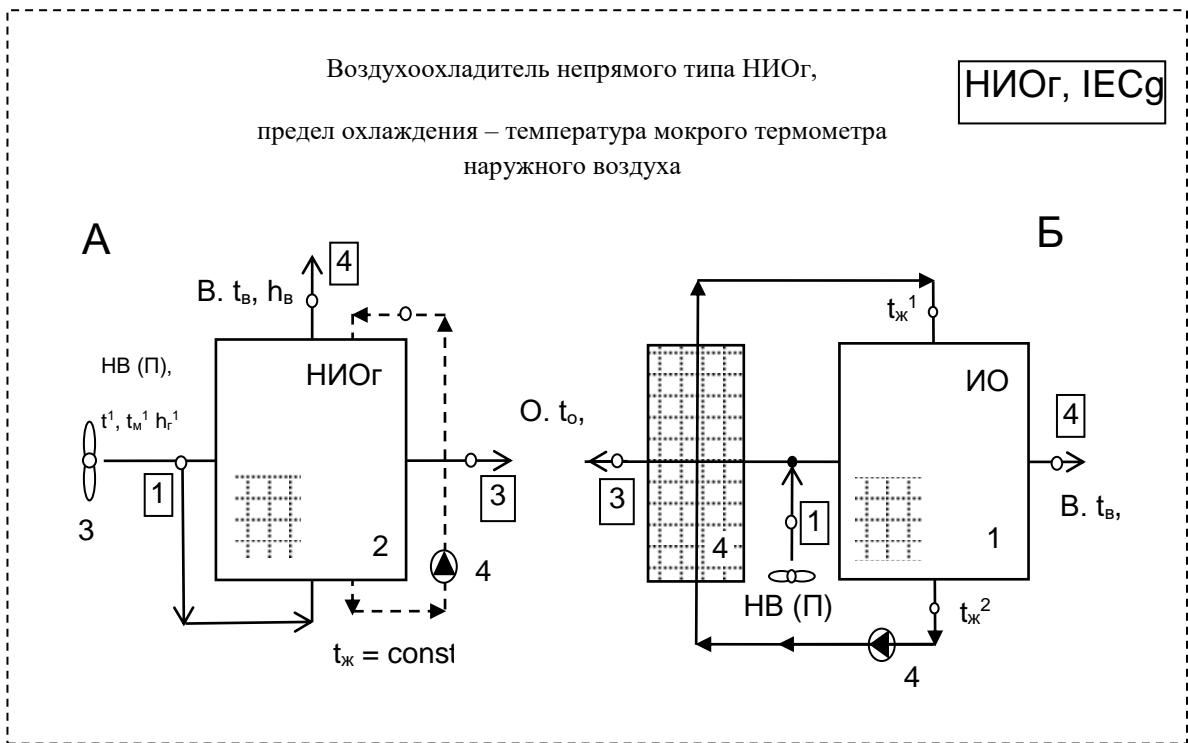


Рисунок 1 - Принципиальные схемные решения испарительных воздухоохладителей непрямого типа, построенные по совмещенной и раздельной схемам: НИОг (А и Б) и воздухоохладителей-чиллеров Chg (В и Г).  
Обозначения: 1 – ИО; 2 – НИОг; 3 – вентилятор (Chg); 4 – теплообменники.

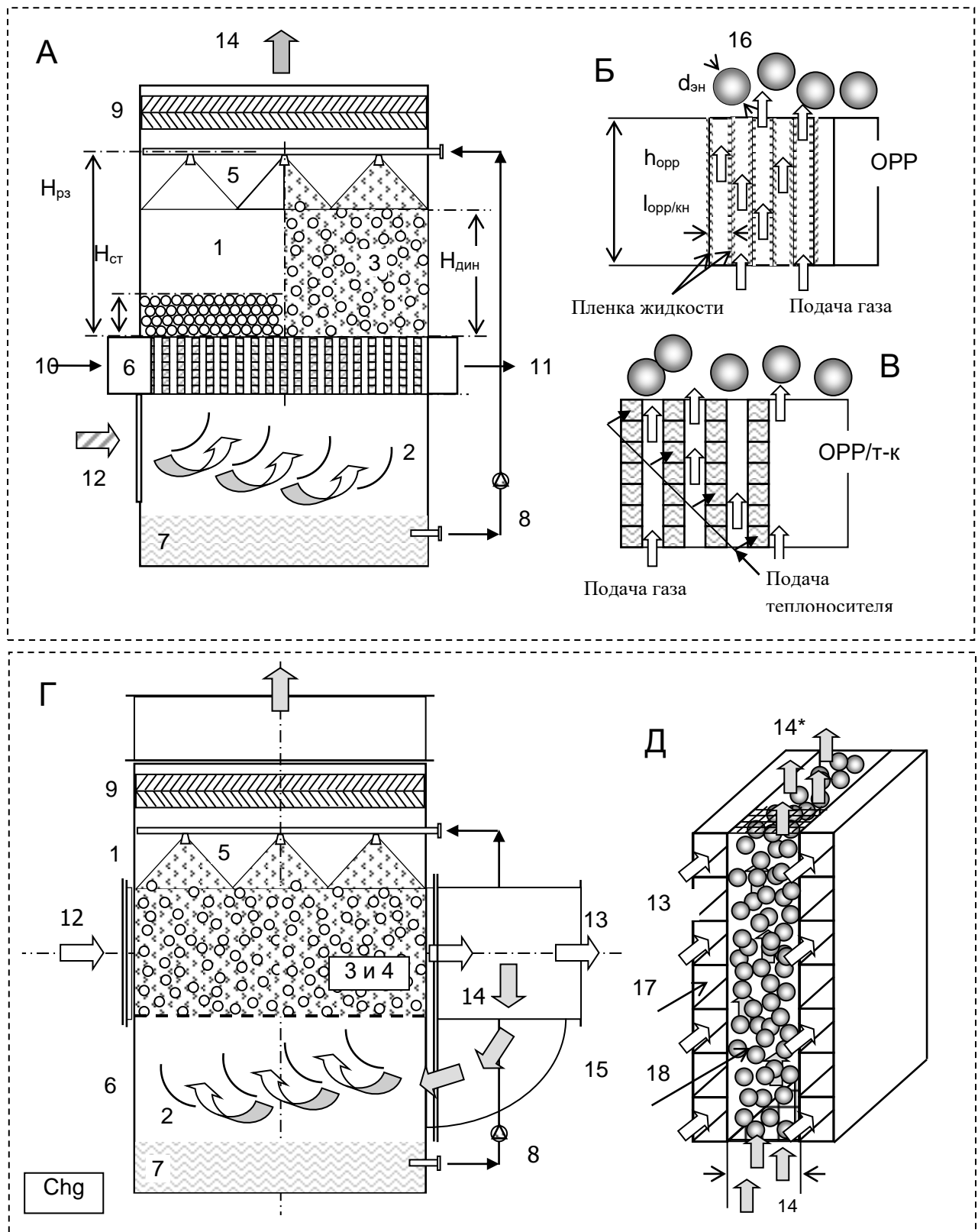


Рисунок 2 - Принципиальные схемы и основные элементы тепломасообменных аппаратов с подвижной насадкой ПН для солнечных систем ССКВ: А – абсорбера-осушителя АБР, десорбера-регенератора ДБР, водо- и воздухоохладителя прямого типа; Б – воздухоохладителя – чиллера Chg с размещением многоканального теплообменника НИОТ/к в объеме ПН (Г и Д). Обозначения приведены в тексте.

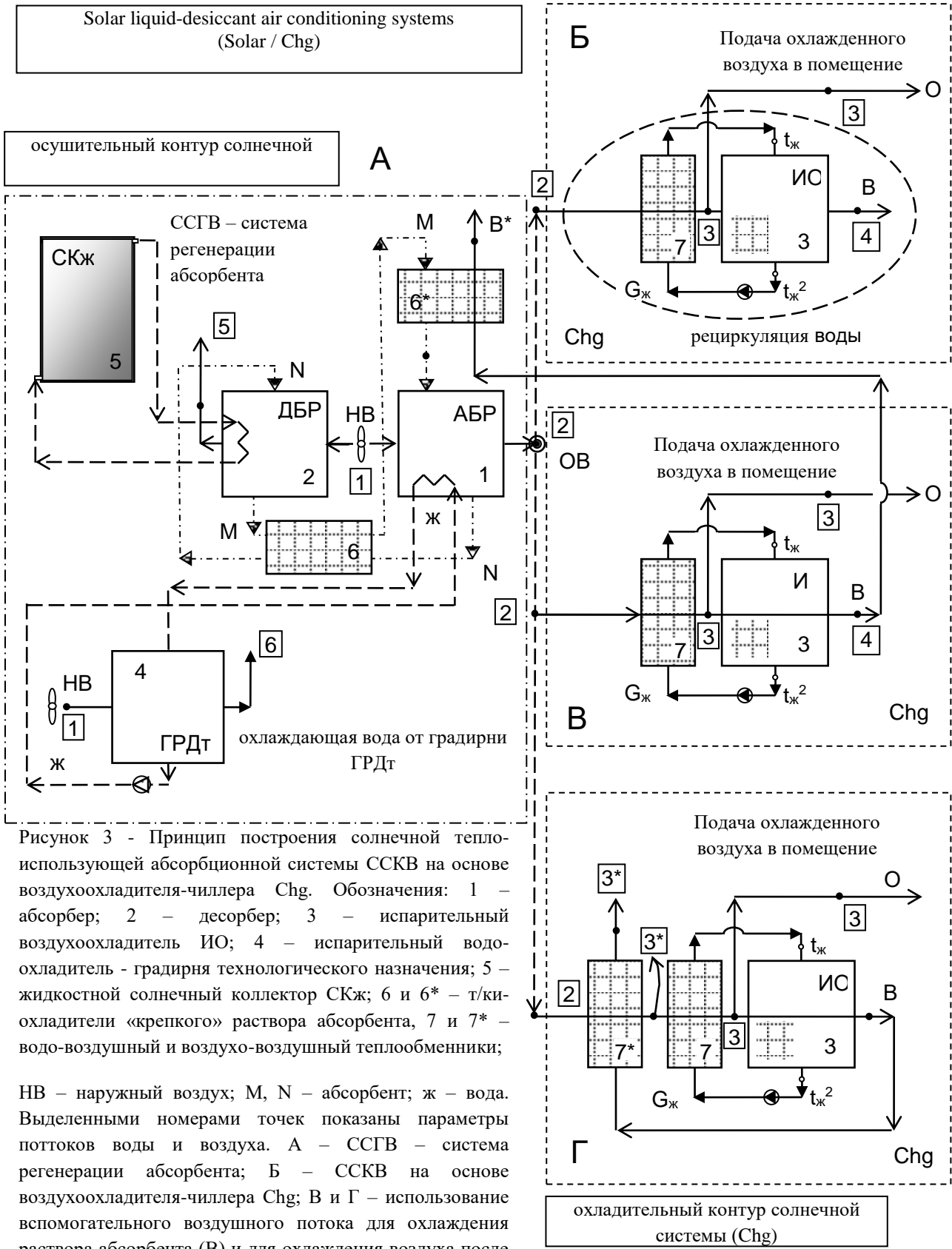


Рисунок 3 - Принцип построения солнечной теплоиспользующей абсорбционной системы ССКВ на основе воздухоохладителя-чиллера Chg. Обозначения: 1 – абсорбер; 2 – десорбер; 3 – испарительный воздухоохладитель ИО; 4 – испарительный водоохладитель - градирня технологического назначения; 5 – жидкостной солнечный коллектор СКЖ; 6 и 6\* – т/ки-охладители «крепкого» раствора абсорбента, 7 и 7\* – водо-воздушный и воздухо-воздушный теплообменники; НВ – наружный воздух; М, N – абсорбент; ж – вода. Выделенными номерами точек показаны параметры потоков воды и воздуха. А – ССКВ – система регенерации абсорбента; Б – ССКВ на основе воздухоохладителя-чиллера Chg; В и Г – использование вспомогательного воздушного потока для охлаждения раствора абсорбента (В) и для охлаждения воздуха после абсорбера (Г)

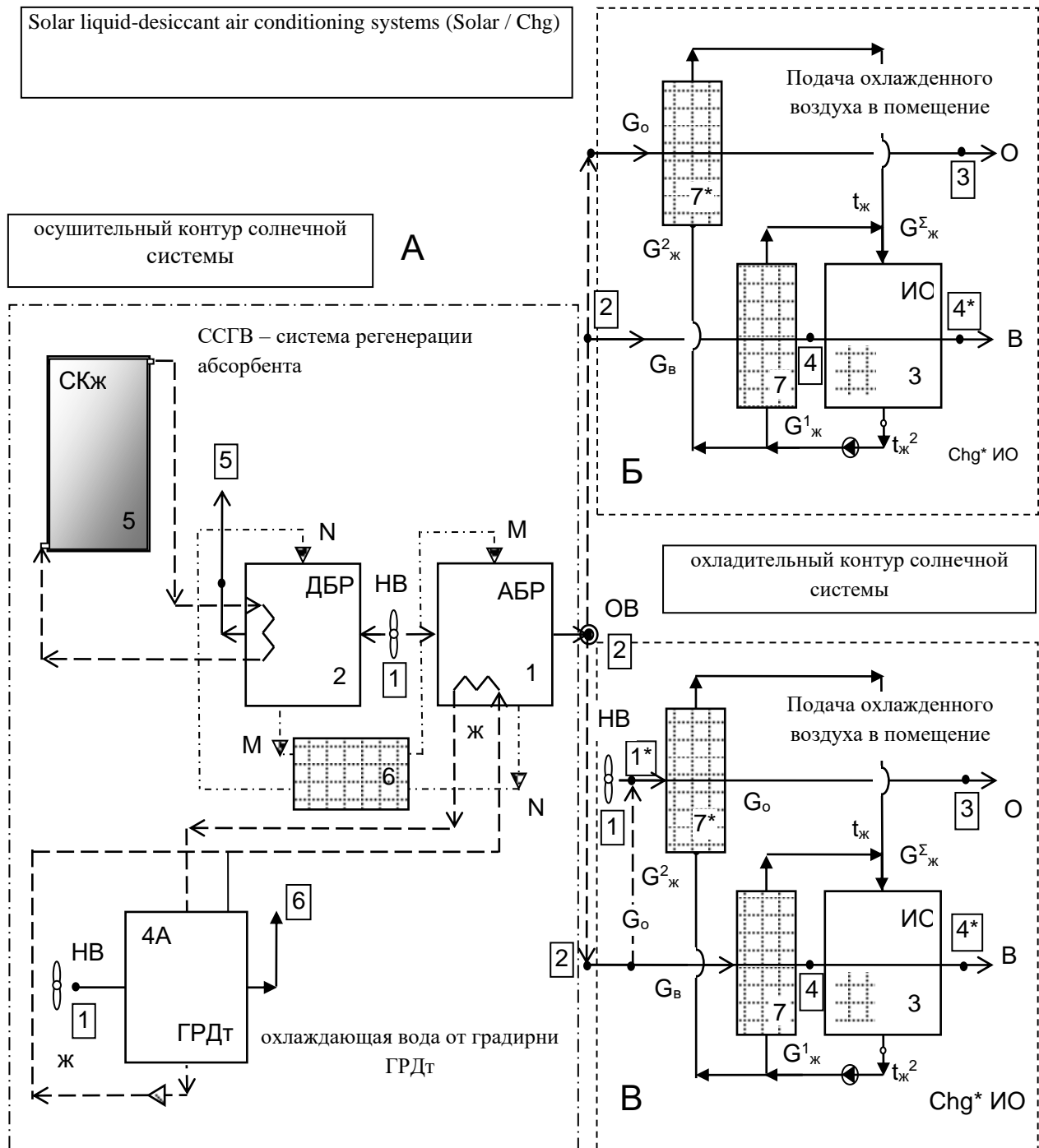


Рисунок 4 - Принцип построения солнечной теплоиспользующей абсорбционной системы ССКВ на основе воздухоохладителя-чиллера Chg (по рис. 3.19). Обозначения: 1 – абсорбер; 2 – десорбер; 3 – испарительный водоохладитель ИО; 4 – градирня технологического назначения; 5 – жидкостный солнечный коллектор СКЖ; 6 – т/к-охладитель «крепкого» раствора абсорбента, 7 и 7\* – водо-воздушные теплообменники; НВ – наружный воздух; ОВ – осушенный воздух; М, N – абсорбент; ж – вода.

Выделенными номерами точек показаны параметры потоков воды и воздуха.

А – ССГВ – система регенерации абсорбента; Б – ССКВ на основе воздухоохладителя-чиллера Chg\*; В – ССКВ с осушением только вспомогательного воздушного потока.

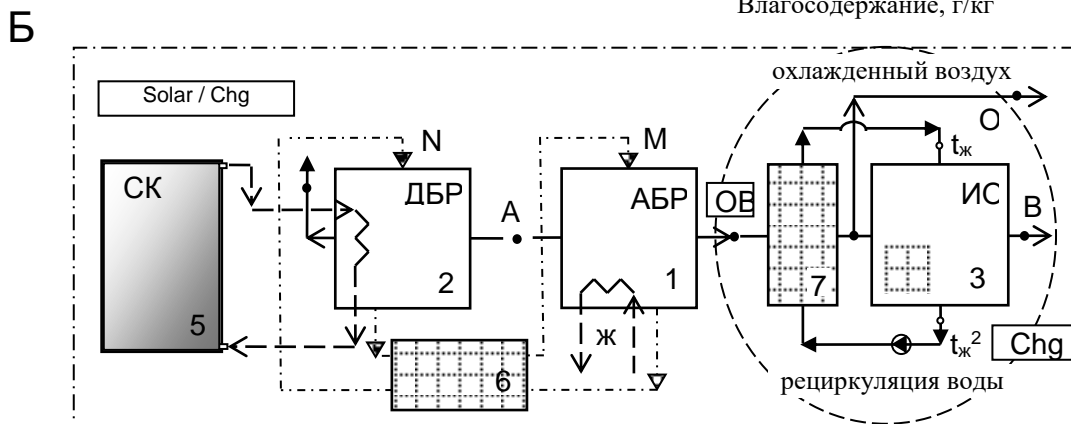
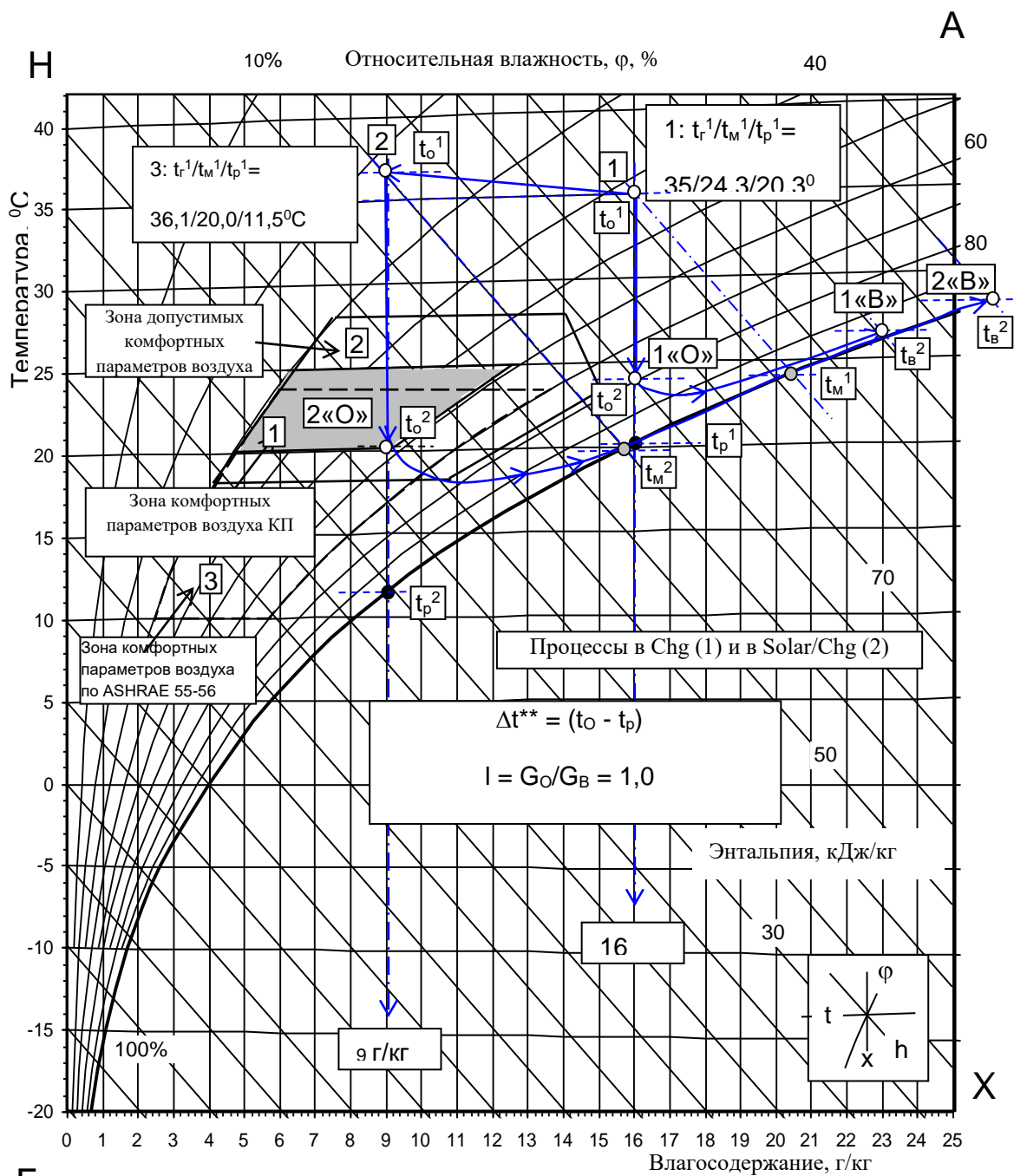


Рисунок 5 - Анализ работы СКВ на основе воздухоохладителя-чилера Chg (по рис. 1В) и солнечной абсорбционной системы ССКВ (Solar/Chg по рис. 3Б)



## СПИСОК ЛІТЕРАТУРЫ

1. Doroshenko A.V., Glauberman M.A. Alternative energy [Alternative energy]. Refrigerating and Heating Systems, [Odessa I.I. Mechnicow National University Press], 2012.
2. А.В. Дорошенко, М.А. Глауберман, В.Х. Кирилов, А.Р. Антонова, К.В. Людницкий Солнечные абсорбционные холодильные системы. Принцип построения и анализ возможностей / К.В. Людницкий, // Фізика аеродисперсних систем. – 2015. – №52. – С. 34-46.
3. Doroshenko A., Shestopalov K., Development of new schematic solutions and heat and mass transfer equipment for alternative solar liquid desiccant cooling systems, International Sorption Heat Pump Conference 2015, March 31 - April 2, 2015, Washington.
4. Foster R.E., Dijkstra E. Evaporative Air-Conditioning Fundamentals: Environmental and Economic Benefits World Wide. [Proc. Int. Conf. "Applications for Natural Refrigerants", Aarhus, Denmark, IIF/IIR, 1996, pp. 101-109 (In English).
5. Stoitchkov N. J., Dimirov G.J. Effectiveness of Crossflow Plate Heat Exchanger for Indirect Evaporative Cooling. Int. J. Refrig., vol. 21, no. 6, 1998, pp. 463-471.
6. Hasan A. Going below the wet-bulb temperature by indirect evaporative cooling: Analysis using a modified-NTU method. Applied Energy 89 (2012) 237-245.
7. Kabeel A., Abdelgaied M. Numerical and experimental investigation of a novel configuration of indirect evaporative cooler with internal baffles. Energy Conversion and Management 126 (2016) 526-536.
8. Chen Y., Yang H., Luo Y. Indirect evaporative cooler considering condensation from primary air: Model development and parameter analysis. Building and Environment 95 (2016) 330-345.
9. Chen Y., Yang H., Luo Y. Parameter sensitivity analysis and configuration optimization of indirect evaporative cooler (IEC) considering condensation. Applied Energy 2016.
10. Maisotsenko V., Lelland Gillan, M. 2003, The Maisotsenko Cycle for Air Desiccant Cooling. [Proc. 21<sup>st</sup> Int. Cong of Refrigeration IIR/IIF], 2003, Washington, D.C, ICR0646.
11. Denis Pandelidis, Sergey Anisimov, William M. Worec. Performance study of the Maisotsenko Cycle heat exchangers in different air-conditioning applications. Intern. Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, vol.81, pp. 207-221
12. Muhammad H., Muhammad S., Miyazaki T., Koyama S., Maisotsenko S. Overview of the Maisotsenko cycle—A way towards dew point evaporative cooling. Renewable and Sustainable Energy Reviews 66 (2016) 537-555.
13. Guangming CHEN, Aleksander DOROSHENKO, Kostyantyn SHESTOPALOV. Evaporative coolers of gases and liquids with a lowered level of cooling. 25th IIR International Congress of Refrigeration, Montreal, Canada, 2019
14. Doroshenko A.V., Antonova A.R., Khalak V.F., Goncharenko A.S. Low-Temperature Evaporative Air Coolers. Development and Analysis of Opportunities. PROBLEMELE ENERGETICII REGIONALE 3 (38) 2018
15. Дорошенко А.В., Горин А.Н., Тепломасообменные аппараты для традиционных и альтернативных энергетических систем. Донецк, Світ книги, 2013 – 327с.
16. Guangming Chena, Alexander Doroshenko, Kostyantyn Shestopalov. Solar Absorption Systems with Heat and Mass Transfer Apparatus with Fluidized Bed Packing, Analysis and Perspectives. 6th International Conference on Cryogenics and Refrigeration, April. 12-14, 2018, Shanghai, China. 413
17. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування [State Standard B.2.5-67:2013. Heating, ventilation and conditioning]. Ukraine, Minregion of Ukraine, 2014. 141 p.

УДК 621.51

## INCREASING ENERGY EFFICIENCY OF COMPRESSORS

### ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ КОМПРЕССОРОВ

<b>Budanov V.A.</b> <sup>1a</sup> , Cand. Tech. Sc, associate professor <b>Berkan I.V.</b> <sup>2b</sup> , teacher-methodologist	<b>Буданов В.А.</b> <sup>1a</sup> , канд. тех. наук, доцент <b>Беркань И.В.</b> <sup>2b</sup> , преподаватель-методист
1 – Odessa national academy of food technologies Ukraine, 65039, Odessa, st. Kanatna, 112. 2 – Odessa Technical College Ukraine, 65089, Odessa, st. Balkovska, 54	1 – Одесская национальная академия пищевых технологий Украина, 65039, г. Одесса, ул. Канатная, 112. 2 – Одесский технический колледж Украина, 65089, г. Одесса, ул. Балковская, 54,
<b>E-mail:</b> a – budanoff@ukr.net; b – berkan.irina@gmail.com	

#### Abstract

The report provides an overview of different methods for improving the energy efficiency of compressors of various types, which are increasingly being used in HVAC equipment, the artificial cold

industry and heat pumps. Methods and designs are presented to reduce compressor energy consumption over a wide range of operating conditions.

#### **Аннотация**

В докладе дан обзор разных методов повышения энергоэффективности компрессоров различных типов, которые все шире используются в климатическом оборудовании, индустрии искусственного холода и тепловых насосах. Представлены способы и конструкции, позволяющие снизить потребление энергии компрессором в широком диапазоне эксплуатационных режимов.

На совещании сторон Монреальского протокола, состоявшемся в Кигали (Руанда), была принята так называемая Кигалийская поправка, добавляющая гидрофторуглероды (ГФУ) к списку веществ, вывод которых из обращения регулируется протоколом. Поправка предполагает, что к 2036 году развитые страны сократят производство и потребление ГФУ до 15% базового уровня 2011–2013 годов. ГФУ безопасны для стратосферного озона, однако обладают значительным потенциалом глобального потепления (ПГП). Так как поправку ратифицировали уже больше 20 сторон Монреальского протокола, она вступила в силу 1 января 2019 года.

В настоящее время не известно существование хладагента, обладающего низким ПГП, который был бы озонобезопасным, негорючим, высокоэффективным и мог использоваться во всех областях применения – от бытового кондиционирования до промышленного низкотемпературного охлаждения. В 2020 году вступят в силу следующие ограничения: запрет на хладагенты с показателем GWP свыше 2500 (R404A и R507) в стационарном холодильном оборудовании; новое оборудование должно использовать R407A, R32 или другие хладагенты; ограничен максимальный показатель GWP мобильных кондиционеров – не более 150.

Экологические факторы важны, но тем не менее ключевой момент при выборе хладагента это его энергоэффективность. Без максимальной энергоэффективности система все равно будет косвенно «осуществлять» дополнительный выброс углекислого газа за счет сжигания природных ресурсов в процессе генерации электроэнергии, необходимой для работы климатического и холодильного оборудования.

При оценке энергоэффективности нужно учитывать не только «сезонную эффективность», усредненную за сезон охлаждения или отопления, но и эффективность при пиковых нагрузках (в очень жаркие или очень холодные дни). Первый показатель важен для соответствия целевым показателям энергоэффективности различных европейских директив (Ecodesign, Energy efficiency directive, EPBD, Renewable Energy Source Directive), а эффективность при пиковых нагрузках позволит обходиться без привлечения резервных мощностей электростанций.

Поэтапная реализация в рамках Европейской комиссии (ЕК) мероприятий по повышению энергоэффективности и сокращения выбросов углекислого газа по всей Европе продолжена в рамках Директивы по экодизайну регламент ENER Lot21, которая вступила в силу с 1 января 2018 года [1]. Новые правила применяются в отношении продуктов воздушного отопления, продуктов охлаждения, высокотемпературных технологических чиллеров и фанкойлов.

ЕК работает над созданием общеевропейских правил для повышения энергоэффективности и оказания помощи потребителям за счет более прозрачных данных и более точных требований к отчетности для всех продуктов, связанных с энергетикой, включая охлаждение, обогрев и охлаждение помещений. В Директиве по экодизайну (2009/125/EC) поэтапное внедрение минимальных требований наряду с введением более реалистичного способа сравнения эффективности системы для энергетических и экологических показателей энергопотребляющих продуктов (energy-using products – EuP) и связанных с энергией продуктов (energy-related products – ErP)

Минимальные требования к эффективности, установленные для охлаждения кондиционеров в соответствии с новыми правилами, являются самыми высокими по сравнению теми, которые действовали с момента введения регламента ENER 10. Новые стандарты отражают стремление ЕК обеспечить реальное сокращение потребления энергии на европейском рынке путем стимулирования рынка к более энергоэффективным продуктам.

Минимальные требования выражены в первичной энергоэффективности, которая обозначается  $\eta_{s,c}$  и  $\eta_{s,h}$  (читается как «охлаждение  $\eta_{s,c}$ » или «нагревание  $\eta_{s,h}$ »). Эта мера основана на формуле, полученной из сезонного коэффициента энергоэффективности продукта (SEER) и сезонного коэффициента эффективности (SCOP).

Использование первичной эффективности в качестве показателя эффективности вытекает из ее первоначальной реализации в ЕС 813/2013 (LOT1/2), связанной с отоплением помещений. Обеспечивая согласованность, этот показатель позволяет легко сравнивать продукты с использованием разных источников энергии. Следует отметить, что регламент ENER 21 также

охватывает газовые обогреватели, и поэтому сочли целесообразным использовать первичную энергоэффективность.

Сезонная эффективность [2] применялась к системам кондиционирования и отопления, чтобы сравнить эффективность продуктов с номинальной эффективностью. Сезонная эффективность учитывает изменения температуры наружного воздуха, которые происходят в течение года, и количество раз, когда они происходят.

Для сравнения, номинальная эффективность, которая иногда используется до сих пор, оценивает эффективность системы на основе фиксированной температуры наружного воздуха 35 °C для охлаждения или 7 °C для отопления, которая не является репрезентативной при использовании в течение всего года эксплуатации. Таким образом, новый метод расчета обеспечивает гораздо более реалистичную оценку эффективности использования. Помимо потребления энергии «в процессе эксплуатации», сезонная эффективность также учитывает другие факторы, такие как режим «ожидания», режим «выключен» и потребление нагревателя картера. Это также способствует более реалистичному отображению производительности продукта.

Компрессор – основа любой холодильной установки, будь то кондиционер или тепловой насос, чиллер или оборудование из сферы торгового холода. Энергопотребление компрессора составляет около 90% мощности, потребляемой установкой в целом. Именно поэтому внимание производителей климатической и холодильной техники сосредоточено на технологиях энергосбережения компрессионного оборудования, а также на создании и продвижении новых видов компрессоров.

Повышение энергоэффективности компрессора можно достичь разными методами, а именно: совершенствование привода компрессора, улучшение его конструкции с целью снижения внутренних потерь и совершенствования рабочих процессов компрессора, а также применения современных систем управления компрессором и установкой в целом.

В начале 2000-х годов сначала в бытовых сплит-системах кондиционирования воздуха, а потом в полупромышленном и промышленном климатическом оборудовании стали внедряться инверторные приводы компрессоров. Они позволяли изменять холодопроизводительность агрегата в соответствии с реальной тепловой нагрузкой в помещении. Такой метод управления приводит к повышению холодильного коэффициента и увеличивает срок службы оборудования за счет резкого снижения количества циклов запуска и останова компрессора. Первые инверторные приводы имели небольшую мощность, что сдерживало их распространение. Со временем были разработаны более мощные устройства, сфера их применения значительно расширилась.

Следующим шагом стала разработка инверторных приводов компрессоров, работающих от постоянного тока (DC Inverter – Direct Current Inverter). Суть нововведения – повышение энергоэффективности климатического оборудования за счет сокращения числа преобразований электрического тока. Регулирование работы компрессоров постоянного тока осуществляется путем изменения величины действующего напряжения. Питание компрессора осуществляется импульсами постоянной амплитуды, но разной частоты. Изменение длины и периодичности импульсов ведет к снижению действующего напряжения и соответствующему изменению производительности компрессора. Важно отметить, что при изменении действующего напряжения прямо пропорционально снижается потребляемая мощность компрессора, что обеспечивает экономию энергии при неполной нагрузке.

Рассмотрим современные конструкции компрессоров разных типов с точки зрения их энергоэффективности [3].

Конструктивно спиральные компрессоры состоят из электродвигателя, вала с эксцентриком и двух спиралей – подвижной и неподвижной. Подвижная спираль совершает поступательно-вращательное движение, благодаря которому обкатывается по поверхности неподвижной спирали. В каждый момент времени две спирали, касаясь друг друга, образуют несколько замкнутых объемов разной величины – тем больших, чем дальше они расположены от центра. По мере движения подвижной спирали полости смещаются к центру, уменьшаясь в объеме. Тем самым достигается сжатие хладагента.

Основное внимание производителей спиральных компрессоров приковано к профилированию спиралей, снижению перетечек, повышению срока службы элементов компрессора.

Для расширения температурных границ работы спиральных компрессоров была предложена технология Enhanced Vapor Injection (EVI). Суть ее заключается в подаче дополнительного потока хладагента в виде перегретого пара в процессе сжатия. Для этого часть жидкости после конденсатора направляют в небольшой теплообменник, где она выкипает и поступает обратно в компрессор.

В свою очередь, спиральные компрессоры помимо отверстий для подачи и нагнетания хладагента оснащаются специальным подводом для впрыскивания дополнительного объема хладагента. В спиральных компрессорах газ движется от наружных витков спиралей к внутренним. Впрыскивание дополнительного объема хладагента производится на середине этого пути. Технология EVI позволяет расширить температурные границы работы спиральных компрессоров в холодное время года до  $-25^{\circ}\text{C}$ . Кроме того, по данным компании LG, за счет применения промежуточного впрыска хладагента удается повысить производительность установки на 27%. Технология EVI способствует понижению температуры нагнетания компрессора, что, в свою очередь, позволяет компрессору работать с более высокой частотой вращения, а это приводит к увеличению производительности агрегата. Технология EVI применяется также в компрессорах Copeland, Mitsubishi Electric и других.

В спиральных компрессорах новых кондиционеров компании Daikin применен конструктивный элемент, служащий для уменьшения перетечек хладагента из зоны с высоким давлением в зону с более низким давлением. Чтобы избежать этих перетечек, подвижная и неподвижная спирали должны быть плотно прижаты друг к другу. Для уменьшения перетечек в новом компрессоре серии K предусмотрен специальный подвод, пропускающий хладагент с линии нагнетания в специальную полость, где он своим давлением действует на дополнительную опорную площадку подвижной спирали, таким образом компенсирует недостаток прижимной силы. Подвод работает так, что чем больше скорость вращения ротора компрессора, тем меньше хладагента попадает в компенсационную полость и наоборот, то есть прижимная сила практически всегда остается постоянной, независимо от загрузки компрессора.

Уменьшение перетечек в режиме низкой загрузки заметно увеличивает коэффициент сезонной эффективности, измерения показывают прибавку на 3,2 пункта APF (японский аналог SEER) по сравнению с системами, использующими компрессоры предыдущего поколения серии J. Тестирование по регламенту ENER Lot21 показало, что по сравнению с предыдущей серией сезонная эффективность повысилась в среднем на 23%.

Передовой инжекционный компрессор седьмого поколения серии K в VRV IV C+ отличается усовершенствованной конструкцией и создан для улучшения производительности при сниженной нагрузке. Он оснащён дополнительным инжекционным подводом с обратным регулирующим клапаном, через который в цикле с промежуточной нагрузкой компрессора в камеру сжатия впрыскивается дополнительная порция паров хладагента, выходящая из конденсатора через дополнительный пластинчатый теплообменник и электронно-расширительный клапан (ЭРВ), для создания эффекта двухступенчатого сжатия.

Это не допускает снижения мощности при низких температурах, и процесс происходит без падения производительности (до  $-15^{\circ}\text{C}$ ), что является лучшим показателем в отрасли. В системе предыдущего поколения использовался каскадный цикл с двумя холодильными контурами в разных корпусах, а внешние блоки нельзя было комбинировать. В VRV IV C+ впервые используется однокаскадная схема в одном корпусе, реализованная на одном хладагенте R410A.

В режиме нагрева в дополнительном пластинчатом теплообменнике в контуре нагнетания происходит кипение и подогрев инжектируемого в камеру сжатия хладагента, а в режиме охлаждения сконденсированный хладагент дополнительно охлаждается, что способствует повышению эффективности холодильного цикла. Теплопередача в пластинчатом теплообменнике на 20% выше, чем в стандартном теплообменнике «труба в трубе». Обе технологии инжекционного впрыска хладагента в компрессор и байпасирования хладагента повышают на 23% сезонную эффективность VRV IV C+.

К новшествам в поршневых компрессорах относится применение клапанов в форме шайбы вместо традиционных лепестковых клапанов. Новая конструкция позволяет существенно снизить величину «мертвого» объема компрессора. Клапаны в форме шайбы предусмотрены, например, на новых поршневых компрессорах линейки Discus от компании Copeland.

Модификацию клапанных досок в поршневых компрессорах провела и компания Bitzer. Эта линейка компрессоров получила название Ecoline. По данным производителя, холодильный коэффициент агрегатов был увеличен на 12% по сравнению с прошлыми сериями за счет новых клапанных досок, высокоэффективных моторов, а также новой конструкции головки цилиндров, снижающей потери от пульсации газа на стороне нагнетания. Для компрессоров Bitzer Ecoline применяются адаптированные преобразователи частоты Varipack.

Среди винтовых компрессоров наибольшее распространение получила конструкция с двумя винтами. Для дальнейшего повышения их энергоэффективности при частичной нагрузке винтовые

компрессоры оснащают частотными приводами. Кроме того, проводятся исследования по оптимизации различных узлов винтовых компрессоров.

Так, в компании Bitzer особое внимание уделяют профилю роторов, работе подшипников, устройству золотниковых клапанов. От качества прилегания роторов зависит величина перетечек между полостями с высоким и низким давлением. При появлении зазоров перетечки возрастают, при слишком плотном прилегании возможны задиры и заклинивание роторов, что приведет к поломке компрессора. Необходимо обеспечить надежное разделение винтовых поверхностей слоем смазки или применить материалы с высокой износостойкостью и низкой склонностью к схватыванию.

Для регулирования холодопроизводительности используются технологии двухступенчатого регулирования за счет смещения точки всасывания. Это позволяет обеспечивать режим работы с 75%-ной и 50%-ной холодопроизводительностью. Кроме того, в компрессорах Bitzer применяется регулирующий поршень, обеспечивающий плавный пуск компрессора и его работу с пониженной производительностью.

По сути, речь идет о регулировании производительности за счет изменения объемного отношения, которое определяется отношением объема всасывания к объему нагнетания. Объемное отношение определяется конструкцией компрессора и является постоянной величиной для каждой модели. В новых компрессорах изменение объемного отношения производят за счет увеличения объема полости нагнетания при том же объеме полости всасывания. Уменьшение объемного отношения приводит к снижению коэффициента сжатия, а значит, к снижению холодопроизводительности системы и нагрузки на компрессор.

Турбокомпрессоры – это относительно новый вид компрессоров, который появился на климатическом рынке около 10 лет назад, а активное распространение получил лишь в последние несколько лет. Они характеризуются малым объемом рабочей полости и компактными размерами, но высокой скоростью вращения вала – до 40000 оборотов в минуту. Подшипники качения неспособны эффективно и надежно работать на таких скоростях. В турбокомпрессорах применяются газовые подшипники, а в современных моделях используется магнитная подвеска. В этом случае наличие зазоров в подшипниках обеспечивается за счет магнитных подшипников – двух радиальных (переднего и заднего) и одного осевого. Для обеспечения надежности магнитной подвески в компрессорах предусмотрена система контроля положения вала. В зависимости от зазоров между валом и подшипниками формируется корректирующее магнитное поле, поддерживающее вал в оптимальном положении. Учитывая высокую скорость вращения вала компрессора, проверки положения вала происходят около 100 тысяч раз в секунду. При отсутствии электропитания ротор остается в равновесии и поддерживается с помощью специальных карбоновых подшипников.

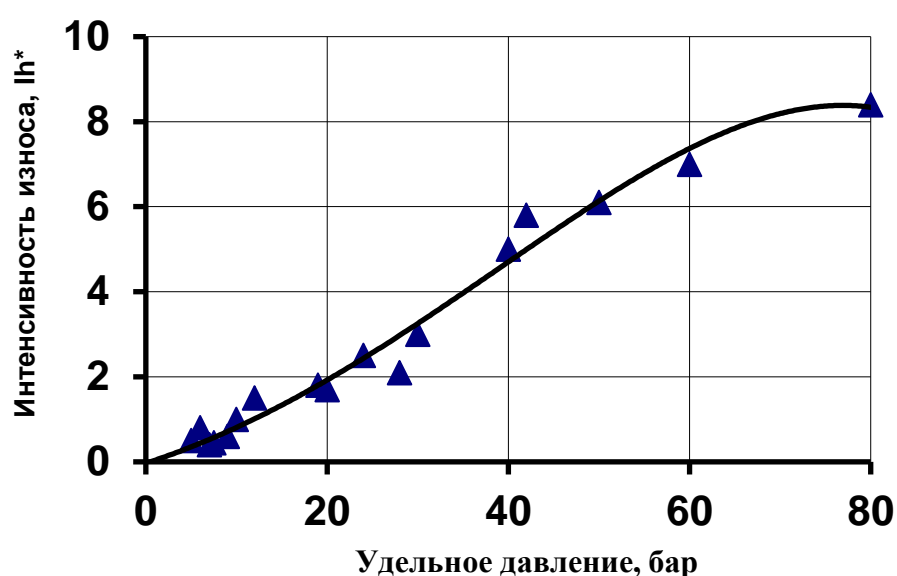
Отсутствие трущихся частей в компрессоре способствует повышению его КПД. Кроме того, отсутствие масла позволяет обойтись без подогревателей масла, масляных насосов, маслоотделителя, масляного фильтра и других элементов. Так как в холодильном контуре хладагент циркулирует в чистом виде без каких-либо примесей, в конденсаторе и испарителе не образуется масляная пленка, снижающая эффективность теплообмена.

Значительное повышение скорости вращения вала позволило существенно снизить габариты и массу компрессора. В среднем турбокомпрессоры в 5–9 раз компактнее и легче компрессоров другого типа с аналогичной производительностью. Помимо снижения затрат на изготовление корпуса компрессора сокращаются вес и габариты чиллеров и наружных блоков, соответственно, упрощаются транспортировка и монтаж.

Учитывая вышеизложенное можно отметить, что в конструкции компрессоров все же остается достаточно трущихся сопрягаемых деталей, которые могут иметь непосредственный контакт и как следствие износ и увеличение рабочих зазоров. Изнашивание цилиндропоршневой группы, подшипников вала, а так же торцевых и рабочих поверхностей спиралей и винтов приводит к увеличению протечек из камеры сжатия, что в свою очередь снижает массовую производительность компрессора. Изучению трения и износа различных деталей холодильных компрессоров были посвящены множество исследований, в частности [4]. В данной работе приведено аналитическое выражение для определения интенсивности износа деталей компрессора, основанное на комплексах, отражающих природу и механику фрикционного контакта:

$$I_h = p_a^x \left( \frac{1}{\Theta} \right)^y \left( \frac{h}{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}} \right)^z \left( \frac{\xi_1 p_a}{\sigma_0} \right)^y \left( \frac{R_{\max}}{rb^{1/\nu}} \right)^y$$

В данном выражении первые два множителя описывают физико-механические свойства материала и удельное давление в паре трения. Третий множитель учитывает геометрию трущихся поверхностей и наличие масляного слоя. Четвертый множитель учитывает усталостную природу изнашивания деталей сопряжения, а пятый определяет площадь контакта трущихся поверхностей. Для оценки влияния различных параметров на интенсивность изнашивания деталей были проведены испытания компрессоров на специальном стенде в широком диапазоне удельных давлений в парах трения. Кроме того, варьировалась продолжительность их работы в переходных режимах (изменяли частоту циклов пуск-остановка). Также исследовали влияние на характер износа деталей при циклической работе компрессора изменения направления вращения вала, т.е. реверсирования механизма движения. В результате экспериментальных исследований были определены скорости изнашивания в период приработки и установившегося износа, что позволило определить значения величин и показателей степени, входящих в аналитическое выражение. С помощью данного выражения была рассчитана интенсивность изнашивания деталей компрессоров при их работе в широком диапазоне рабочих режимов. Результаты расчета и экспериментальные данные представлены на рисунке (см. ниже).



▲ – экспериментальные значения

\* – для получения числового значения  $I_h$  использовать множитель  $10^{-13}$

Как видно из рисунка расчетные и экспериментальные данные имеют удовлетворительную сходимость. Разработанная методика расчета интенсивности изнашивания позволяет рассчитывать их ресурс и прогнозировать долговечность в различных условиях эксплуатации на стадии проектирования новых моделей компрессоров. Кроме того, использование аналитического выражения в алгоритме управления компрессором позволит оценить и учесть вредное влияние увеличения зазоров в сопряжениях на производительность компрессора, а также прогнозировать его ресурс.

Высокая энергоэффективность климатического и холодильного оборудования во многом будет определяться совершенством основной составляющей – компрессора. Тут на помощь придут как новые цифровые технологии, достижения материаловедения, альтернативные рабочие тела, так и использование результатов теоретических и экспериментальных исследований минувших лет для получения новых качеств и продуктов.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Products covered and their status in the ErP process [Электронный ресурс] –2019. – Режим доступа: <http://www.eceee.org/ecodesign/>
2. Daikin leads the way in seasonal efficiency [Электронный ресурс] –2019. – Режим доступа:// <https://www.daikin-ce.com>
3. Сводка новостей eJARN.com [Электронный ресурс] –2019. – Режим доступа: <http://www.ejarn.com>.
4. Буданов В.А. Влияние условий эксплуатации герметичных холодильных компрессоров на триботехнические характеристики их деталей /Милованов В.И., Буданов В.А., Смирнов Ю.А., Никитина Л.А. // Холодильная техника. Москва, 1990. – №10. – С.18-22.

**THE FILTER ON THE BASIS OF THE EJECTOR OF THE HEAT EXCHANGER  
FOR PURIFICATION OF HARMFUL SUBSTANCES FROM FLUE GASES**

**ФИЛЬТР НА БАЗЕ ЭЖЕКТОРА ТЕПЛООБМЕННИКА  
ДЛЯ ОЧИСТКИ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ ИЗ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ**

<p><b>Bushmanov V.M.</b><sup>a</sup>, graduate student  <b>Kogut V.E.</b>, Cand. Tech. Sc., associate professor  <b>Zhikhareva N.V.</b>, Cand. Tech. Sc., associate professor</p>	<p><b>Бушманов В.М.</b><sup>а</sup>  <b>Когут В.Е.</b>, канд. тех. наук, доцент  <b>Жихарева Н.В.</b>, канд. тех. наук, доцент</p>
<p>Odessa National Academy of Food Technologies,          Ukraine, 65039, Odessa, Kanatnaya Street, 112</p>	<p>Одесская Национальная Академия Пищевых          Технологий,          Украина, 65039, Одеса, улица Канатная, 112</p>
<p><b>E-mail:</b> a – vvypio@gmail.com</p>	

**Abstract**

This work is devoted to a possible solution to the problem of cleaning flue gas emissions. The proposed device can be a universal cheap and reliable tool. The paper describes the general principles of the device, its design, and some calculations. According to the data received by us, the device meets the goals set for it.

**Аннотация**

Данная работа посвящена решению проблемы выбросов дымовых газов. Представленное устройство может быть универсальным дешевым и надежным инструментом. В статье описаны общие принципы устройства, его конструкция и некоторые расчеты. Согласно полученным данным, устройство соответствует поставленным целям. Содержание в исходных дымовых газах оксидов серы, азота, углерода, образующихся при сжигании твердого или жидкого топлива, представляет собой серьезную экологическую угрозу. Например, такие химические соединения, как сернистый ангидрид  $SO^2$  и серной ангидрид  $SO_3$ , оксиды азота  $NO$ , оксиды углерода  $CO_2$ , при сочетании в атмосфере с водяным паром образуют кислоты  $H_2SO_3$ ,  $H_2SO_4$ ,  $HNO_3$ ,  $HNO_2$ ,  $H_2CO_3$  которые вызывают вредное воздействие на здоровье людей, приводят к гибели лесов и плодовых деревьев, снижение урожайности сельскохозяйственных культур.

Очистка дымовых газов все еще остается актуальной проблемой до сих пор требует решения.

В результате наших разработок мы можем предложить устройство для очистки дымовых газов от оксидов серы, азота и углерода,

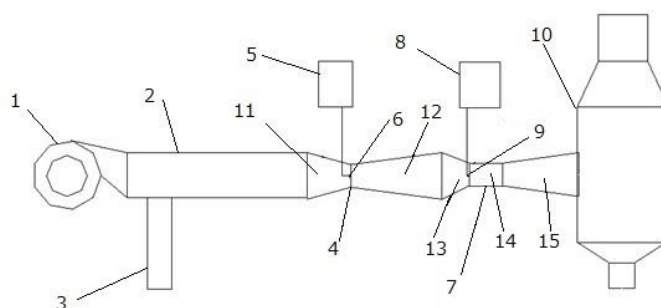
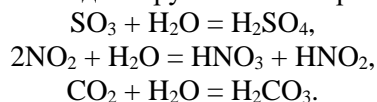


Рисунок 1 – Устройство для очистки дымовых газов от оксидов серы, азота и углерода:

1 – нагнетатель; 2 – камера смешивания; 3 – патрубок подачи дымовых газов в камеру смешивания; 4 – первый теплообменник-эжектор (ТОЭ); 5 – емкость для охлаждающего агента; 6 – первая форсунка; 7 – второй теплообменник-эжектор; 8 – емкость для воды; 9 – вторая форсунка; 10 – отделитель жидкости; 11 – конфузор; 12 – диффузор первого ТОЭ; 13 – конфузор; 14 – камера смешивания; 15 – диффузор второго ТОЭ

Поток дымовых газов через патрубок 3 подают в камеру смешивания 2, куда также подают нагнетателем 1 воздуха из окружающей среды со скоростью 10...20 м/с. Смешивания воздуха окружающей среды с дымовыми газами осуществляют для окисления оксидов загрязняющих веществ, содержащихся в дымовых газах, и снижение температуры. Образовавшуюся смесь со скоростью 10...15 м/с подают в конфузоре 11 первого ТОЭ 4, где ускоряют до скорости 60...70 м/с. В поток через первую форсунку 6 впрыскивают жидкий охлаждающий агент (например, азот).

В результате контакта с мелкодисперсной распыленным охлаждающим агентом происходит мгновенное смешивание с понижением температуры потока до температуры начала реакции выделения загрязняющих веществ. Охлажденный поток подают в конфузоре 13 второго ТОЭ 7, где ускоряют до 70 ... 80 м/с, подают в камеру смешивания 14, где в поток через вторую форсунку 9 впрыскивают воду. При контакте потока дымового газа, содержащего в себе оксиды загрязняющих веществ, например  $\text{SO}_3$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}_2$ , с мелкодисперсной распыленной водой, происходит реакция с образованием кислот, молекулы которых конденсируются на микрочастицы пыли, образуя ядра:



Далее поток поступает в отделитель жидкости 10, где конденсат кислот отделяется, а дымовые газы выбрасываются в окружающую среду.

Температура начала реакции гидратации (выделение загрязняющих веществ из дымовых газов) составляет 400...500 °С. Обычно температура поступления дымовых газов к устройству для очистки составляет 600...700 °С, то есть значительно выше. Поэтому в заявленном устройстве предусмотрено охлаждение дымовых газов перед очисткой в узле предварительного охлаждения.

Расход жидкого охлаждающего агента, необходимую для снижения температуры дымовых газов от начальной до необходимой, в зависимости от начальной температуры и расхода дымовых газов, можно определить с помощью уравнения:

$$t_{\text{cm}} = \frac{G_d \cdot C_{\text{pd}} \cdot t_d + G_n \cdot C_{\text{pn}} \cdot t_n}{G_d \cdot C_{\text{pd}} + G_n \cdot C_{\text{pn}}};$$

- $t_{\text{cm}}$  – температура смеси «дымовые газы – жидкий охлаждающий агент», °С;
- $G_n$  – расход жидкого охлаждающего агента, м<sup>3</sup>/с;
- $C_{\text{pn}}$  – теплоемкость жидкого охлаждающего агента, Вт / (кг · °С);
- $t_n$  – температура жидкого охлаждающего агента, °С;
- $G_d$  – расход дымовых газов, м<sup>3</sup>/с;
- $C_{\text{pd}}$  – теплоемкость дымовых газов, Вт / (кг · °С);
- $t_d$  – температура дымовых газов, °С.

Это значительно упрощает настройку устройства и повышает энергетическую эффективность его работы.

Например, при использовании для охлаждения дымовых газов жидкого азота. По вышеприведенным уравнением рассчитали затраты жидкого азота, необходимые для охлаждения дымовых газов при различных их расходах. По результатам расчетов построили график зависимости температуры смеси «дымовые газы – жидкий азот» от расхода жидкого азот:

- 1 - объемный расход дымовых газов 4,05 м<sup>3</sup>/с;
- 2 - объемный расход дымовых газов 5,248 м<sup>3</sup>/с;
- 3 - объемный расход дымовых газов 6,286 м<sup>3</sup>/с;
- 4 - объемный расход дымовых газов 7,662 м<sup>3</sup>/с.

По полученным графиком зависимости выбирают необходимую температуру смеси «дымовые газы – жидкий азот», при которой при контакте потока с водой произойдет реакция с образованием кислот, и определяют необходимый для ее достижения расход жидкого азота.

Такие расчеты могут быть проведены для различных охлаждающих агентов.

Заявленное устройство обеспечивает повышение качество очистки дымовых газов от загрязняющих веществ и снижение энергетических затрат.

Разработанное нами устройство можно использовать не только для очистки от окислов.

При стартовых и переходных режимах количество выбросов и количество вредных веществ в составе дымовых газов возрастает на 90%. Это связано с тем, что стартовый режим не попадает в правильную температурную область, и окислитель (воздух или кислород) может неправильно распределяться в топливе.



В составе продуктов сгорания кроме таких загрязняющих веществ как окись азота, сера, углерод образуются канцерогены. Канцерогенов известно несколько сотен веществ, однако из них достаточно подробно изучены лишь несколько десятков.

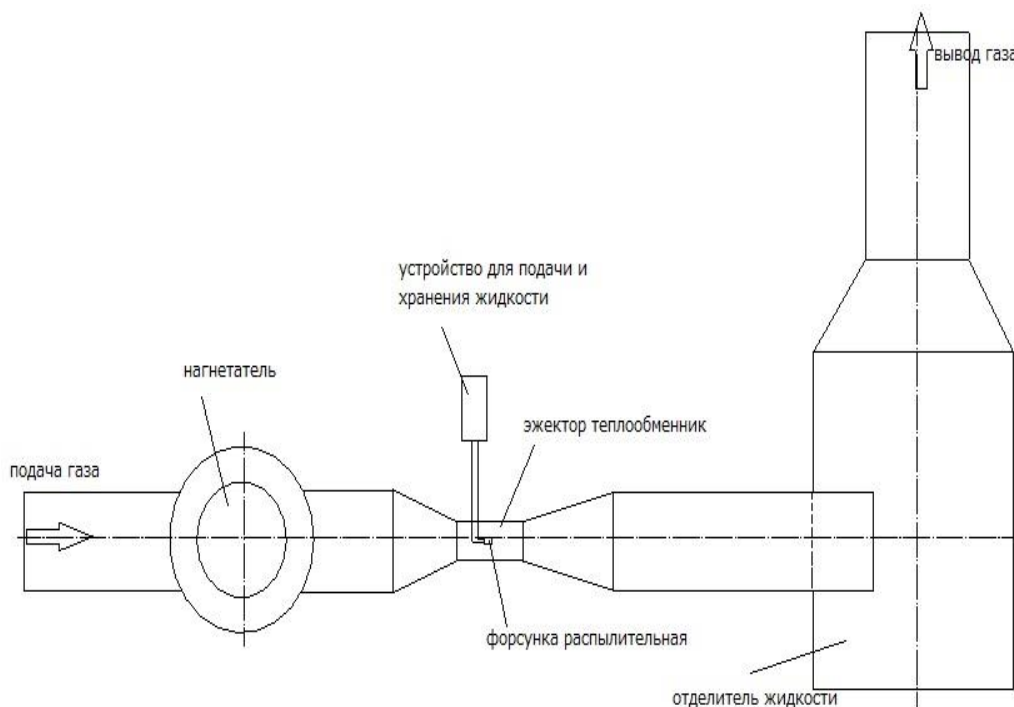


Рисунок 2 – Конструкция фильтра

Конструкция данного фильтра является следующие компоненты: вентилятор для прокачки газов, создает с одной стороны избыток давления, а с другой его недостаток что и приводит к движению газовых масс, прямые участка труб перед фильтром необходимые для стабилизации потока, сам фильтр конструктивно представляет собой сопло Лавала и имеет сужающийся патрубок, прямой участок называемый камерой смешивания, что расширяется патрубок.

В камере смешивания расположена форсунка впрыска жидкости которая распыляет в газовый поток охлаждающую жидкость. После фильтра следует устройство для отделения капель жидкости из газового потока. Оно представляет собой корпус с отбойным устройством для того чтобы капли жидкости оседали на стенках устройства, и под гравитационным воздействием скатывались вниз.

### Выводы

Используя созданный нами фильтр теплообменник возможно очистить дымовые газы почти от всех загрязняющих факторов. На начальных режимах работы котла, когда выделяется большое количество канцерогенных веществ фильтр можно использовать для их конденсации.

Когда котел выходит на основной рабочий режим и канцерогены вещества разлагаются от высокой температуры на простые безвредные компоненты, основной проблемой в дымовых газах становятся оксиды, которые также возможно очистить благодаря нашему фильтра эжектору.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Антонникова, А. А. Физико-математическая модель испарения капельных аэрозолей / А. А. Антонникова, Н. В. Коровин, О. Б. Кудряшов, И. М. Васенин // Ползуновский вестник. – № 1. – 2013. – С. 123-126.
2. Вольтинская, М. С. Необычная жизнь обыкновенной капли / Вольтинская М. С. – М.: Знание, 1986. – 144 с.
3. Волков, Р. С. Числа Вебера для стадий водотрансформационных оболочек при их свободном падении в воздух / Р. С. Волков, Г. В. Кузнецов, П. А. Куйбин, П. А. Стрижак // Письма в ЖТФ. – 2015. – том 41, вып. 20. – С. 103-110.
4. Лыков, А. В. Теория сушки: Учебное пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1968. – 472 с.: ил.
5. Дохов, М. П. Расчет времени испарения дисперсных частиц // Успехи современного естествознания физико-математических наук Кабардино-Балкарской государственной сельскохозяйственной академии. – 2006. – №10. – С. 65-66.

**EFFICIENCY OF LOW-TEMPERATURE PREPARATION OF NATURAL GAS FOR  
TRANSPORTATION IN A SINGLE-PHASE STATE**

**ЭФФЕКТИВНОСТЬ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ПОДГОТОВКИ  
ПРИРОДНОГО ГАЗА ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВКИ В ОДНОФАЗНОМ СОСТОЯНИИ**

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

**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.

**Аннотация**

Рассмотрены вопросы низкотемпературной сепарации природного газа. Проанализированы достоинства и недостатки применяемых схем сепарации газа. Определены перспективные направления их совершенствования.

**Введение**

В последнее время доля добываемого конденсатсодержащего газа в общем балансе добычи природного газа постепенно увеличивается. Это связано с вовлечением в разработку новых глубокозалегающих газоконденсатных месторождений и повышением интереса со стороны нефтеперерабатывающей отрасли продуктов переработки попутного нефтяного газа. Конечными продуктами промышленной подготовки газов газоконденсатных залежей являются товарный газ и жидкие углеводороды. В работе [1] указано, что от качества поставляемой продукции потребителям зависит эффективность и безопасность эксплуатации газотранспортной системы. Кроме смеси углеводородов в газе находятся примеси в виде газов и капельной жидкости, твердые частицы, водяной пар, сероводород и углекислый газ. Присутствие твердых частиц в газе приводит к быстрому износу трущихся деталей компрессоров, загрязнению и выходу из строя арматуры газопровода и контрольно-измерительных приборов. Скопление на отдельных участках газопровода приводит к уменьшению поперечного сечения трубопровода. Капельная жидкость, оседая на пониженных участках трубопровода, тоже вызывает уменьшение площади его поперечного сечения и, кроме того, вызывает коррозию трубопроводов, арматуры и приборов.

**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 [2-4] посвященных низкотемпературной обработке природного газа. 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 низкотемпературная сепарация (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 и потери конденсата. Изотальпийный 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. На основе результатов, полученных в работах [2, 3] по различным оценкам это диапазон давлений 4,5 – 5 МПа при температуре вблизи  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

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  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Характерной особенностью является наличие тарельчатой или НАСА-дочной 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 температур до  $-120\text{ }^{\circ}\text{C}$  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. Все они дают возможность извлечения компонентов смеси в чистом виде с высокой степенью извлечения.

#### **Результаты и их обсуждение**

Промысловая подготовка газов залежей на месторождениях осуществляется с использованием низкотемпературных технологий сепарации. На основе экспериментальных данных исследователей в области НТС газа и проанализировав существующие разработки в этой области можно сделать

вывод, что перспективным направлением развития технологий НТС является дальнейшее снижение температурного уровня сепарации. Это позволит снизить остаточное содержание углеводов  $C_{5+}$  в товарном газе. С другой стороны, понижение температуры сепарации приводит к нарушению требований к качеству товарного газа по водной и углеводородной точкам росы.

#### **Заключение**

Проанализированы существующие технологические схемы промышленной 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.

#### **Благодарности**

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

#### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Ланчаков, Г.А. Технологические процессы подготовки природного газа и методы расчёта оборудования [Текст] / Г.А. Ланчаков, А.Н. Кульков, Г.К. Зиберт. – М. : Недра, 2000. – 279 с.
2. Истомин, В.А. Низкотемпературные процессы промышленной обработки природных газов [Текст] / 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 углеводов  $C_{5+}$  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 664.8.036.62

## **INVESTIGATION OF VAPOR CONTACT HEATING OF FRUITS AND VEGETABLES**

### **ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТНОГО НАГРЕВА ПЛОДОВ И ОВОЩЕЙ НАСЫЩЕННЫМ ВОДЯНЫМ ПАРОМ**

<b>Verkhivker Y.G.<sup>1a</sup>, Dr. Sci, Professor Altman E.I.<sup>2b</sup>, PhD, Associative Professor</b>	<b>Верхивкер Я.Г.<sup>1а</sup>, д.т.н., профессор Альтман Э.И.<sup>2б</sup>, к.т.н., доцент</b>
1 – Odessa National Academy of Food Technologies Ukraine, 65039, Odessa, Kanatnaya, 112 2 – Odessa National Academy of Food Technologies Ukraine, 65039, Odessa, Kanatnaya, 112	1 – Одесская национальная академия пищевых технологий Украина, 65039, Одесса, Канатная, 112 2 – Одесская национальная академия пищевых технологий Украина, 65039, Одесса, Канатная, 112
<b>E-mail:</b> a – yaverkhivker@gmail.com; b – ellaa@ukr.net	

#### **Abstract**

The results of studies on improving the technology of production of canned products from fruits and vegetables are presented. The use of saturated water vapor at atmospheric pressure allows you to increase the volumetric average temperature of the fruit layer in the container. The use of a pulsed method of supplying the coolant allows you to use the inertial properties of the raw materials and save the flow of coolant.

#### **Аннотация**

Представлены результаты исследований по совершенствованию технологий производства консервированной продукции из фруктов и овощей. Использование насыщенного водяного пара при

атмосферном давлении позволяет увеличить среднеобъемную температуру слоя плодов в таре. Использование импульсного способа подвода теплоносителя позволяет использовать инерционные свойства сырья и экономить расход теплоносителя.

### Введение

Для оценки эффективности проведения тепловых процессов при консервировании сочного растительного сырья (фруктов, плодов, овощей) необходимо знать значение среднеобъемной температуры, которая установится в слое сырья после воздействия на него греющей или охлаждающей среды (жидкость, пар, воздух).

Эта среднеобъемная температура связана не только с теплофизическими свойствами [1] нагреваемого сырья и длительностью его обработки, но и с особенностями греющей и охлаждающей среды, а также с режимом осуществления обработки плодовоовощного сырья.

Из приведенных видов теплоносителей особый интерес представляет водяной пар [2], так как при его использовании происходит не только подогрев сырья [3], но и образуется конденсат на поверхности, который разжижает жидкую фазу продукта и уменьшает в нем массовую долю растворимых сухих веществ.

В связи с указанным, было проведено исследование прогрева в паровой среде следующих видов плодовоовощного сырья: яблок, сливы, вишни, черешни, огурцов.

### Объекты и методы исследования

Для проведения исследований использовался специально подготовленный экспериментальный стенд, в котором осуществлялся замер температуры сырья при различных способах подвода водяного пара. Так же фиксировался расход пара, его влажность, количество образовавшегося конденсата на поверхности плодов и временные характеристики нагрева сырья. Все результаты экспериментов выводились на компьютер и после математической обработки выстраивались в зависимости характеризующий особенности прогрева того или иного вида плодовоовощного сырья.

Эксперименты проводились как для одиночных плодов, так и для слоя плодов.

Обработку плодов осуществляли как одноразово в течении фиксированного промежутка времени, так и импульсно для выяснения вопроса влияния такого метода нагрева на снижение энергетических затрат при сохранении эффективности нагрева сырья.

### Результаты и их обсуждение

На Рис.1 приведены кривые прогрева единичных плодов в среде насыщенного водяного пара при атмосферном давлении. Различный наклон этих кривых объясняется тем, что они относятся не только к различным видам сырья, но и к различным размерам плодов и овощей.

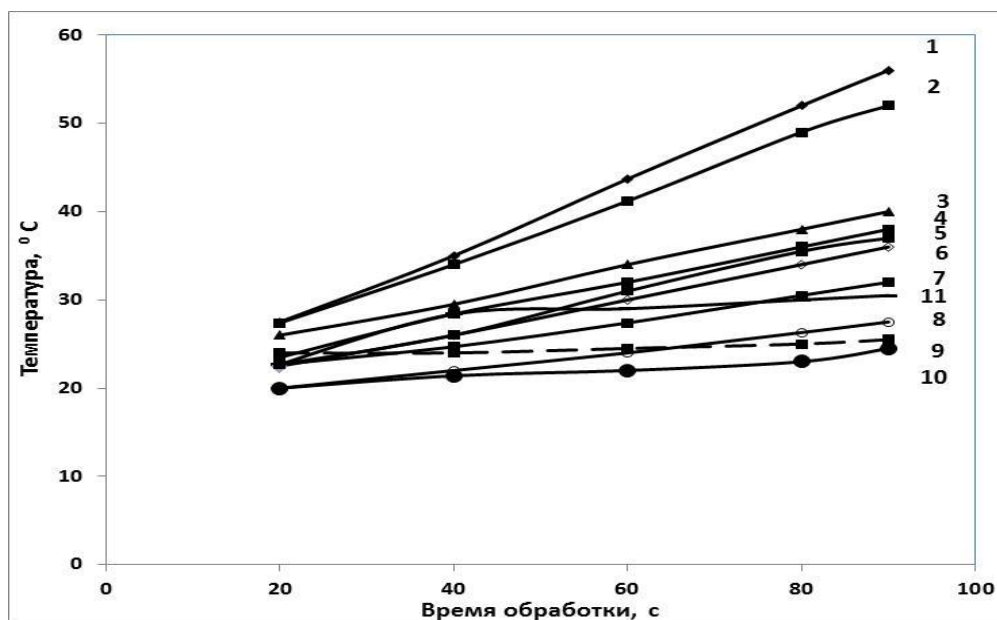


Рисунок 1 Прогреваемость одиночных плодов в среде насыщенного водяного пара при атмосферном давлении: 1, 2, 3, 4, 5, 6- слива сорта «Венгерка» (размеры в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, мм, соответственно- 36x32; 28x23; 35x25; 32x27; 31x22; 37x26) – 7, 8, 10 – слива сорта «Реклод» (диаметр, мм, соответственно- 27; 34; 35) – 9,11 – огурцы (размеры в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, мм, соответственно-92,5x43; 105,2x45)

При экспериментах датчик температуры размером 0,2 мм вводился в плод таким образом, чтобы он оказался либо в его геометрическом центре, либо непосредственно у косточки. В табл.1 приведены размеры косточек для сливы сорта «Ренклюд». Как следует из приведенных значений, отклонение датчика температуры от геометрического центра плодов в случае сливы сорта «Ренклюд» составляло от 5,5 мм до 9,5 мм.:

Таблица 1 – Размеры косточки для слив сорта «Ренклюд»

Диаметр плодов слив сорта «Ренклюд», мм	Размеры косточки, мм			
27	13x19	15x19	12,5x17	14x19
32	12,5x18	13x17	14x19	15x18
34	11,6x19	12,19	13x18	13x17

Большинство плодов и овощей являются телами аномальной формы – эллипсоидами вращения, для которых вычисляют величину геометрического индекса  $G$  по следующей зависимости:  $G=0,625+0,375(d/l)$  где:  $d$  и  $l$  – размеры эллипсоида в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.

На Рис.2 представлены зависимости скорости нагрева и охлаждения плодов аномальной формы -слива сорта «Венгерка», огурцы - в зависимости от их геометрического индекса.

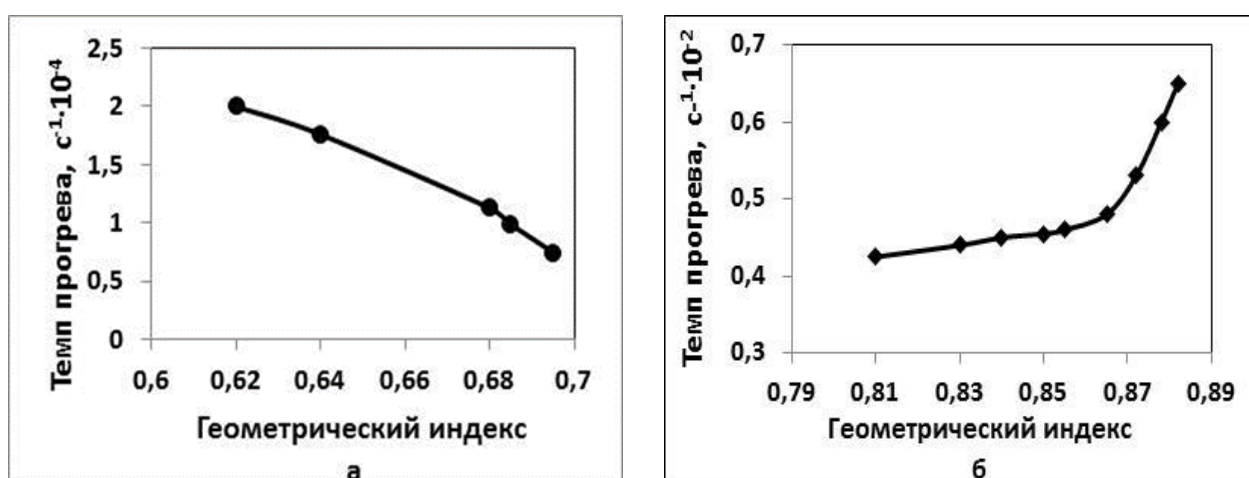


Рисунок 2 – Зависимость скорости (темпа) прогрева и скорости (темпа) охлаждения одиночных эллипсоидных плодов от геометрического индекса: а – огурцы, б – слива сорта «Венгерка»

Хотя приведенная обработка полученных экспериментальных данных показывает в явном виде зависимость скорости нагрева/охлаждения плодов от величины их геометрического индекса, однако, она скрывает влияние истинных геометрических размеров плодов и не позволяет сравнить прогреваемости эллипсоидных плодов с сферическими (слива сорта «Ренклюд», вишня, черешня), так как в этом случае геометрический индекс  $G$  равен 1. Для обеспечения такого сравнения было решено в качестве параметра применить понятие «определяющий размер», которое может применяться к плодам пра-вильной и неправильной геометрической формы. На Рис.3 приведены зависимости скорости (темпа) прогрева плодов от величины их определяющего размера.

В табл.2 приведены корреляционные уравнения для представленных на Рис.3 кривых.

Таблица 2 – Зависимости темпа прогрева одиночных плодов от определяющего размера

Наименование плодов	Вид корреляционной зависимости
Плоды сливы сорта «Венгерка»	$m= 0,03790-0,114D$
Плоды сливы сорта «Ренклюд»	$m= 0,00778-0,150D$
Огурец	$m= 0,00047-0,006D$
Плоды черешни, вишни	$m= 0,06250-2,640D$

Используя полученные зависимости были определены значения коэффициента температуро проводности исследованных плодов, которые приведены в табл.3.

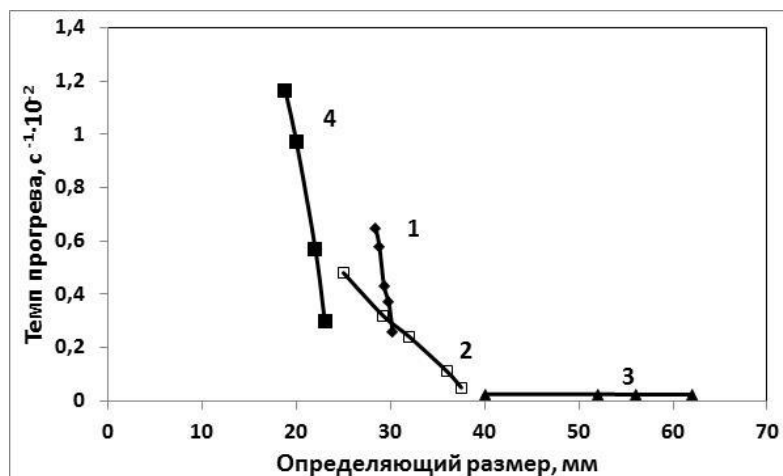


Рисунок 3. Зависимость скорости (темпа) прогрева одиночных плодов от величины определяющего размера: 1- слива сорта «Ренклюд»; 2 – слива сорта «Венгерка»; 3- огурец; 4 – черешня, вишня.

Таблица 3 – Коэффициент температуропроводности плодов

Плоды	Определяющий размер, мм.	Коэффициент температуропроводности, 10 <sup>6</sup> м <sup>2</sup> /с
Плоды черешни	20,3	0,093
Плоды вишни	18,8	0,115
Плоды сливы «Ренклюд»	34,4	0,079
Плоды сливы «Венгерка»	27,9	0,139
Плоды огурца	51,6	0,162

На рис.4 приведены экспериментальные данные изменения среднеобъемной температуры слоя плодов (сливы сорта «Ренклюд», сливы сорта «Венгерка», черешни, вишни) уложенных в консервную стеклянную тару 1-82-1000 в зависимости от продолжительности обработки насыщенным водяным паром. В соответствии с действующими технологическими инструкциями количество плодов в таре составляет:

- для плодов сливы «Ренклюд» и плодов сливы «Венгерка» - 0,673 кг.
- для плодов черешни – 0,716 кг.
- для плодов вишни - 0,693 кг.

Анализируя представленные экспериментальные данные, можно отметить, что для всех исследованных плодов наблюдается существенное увеличение среднеобъемной температуры слоя плодов. Это увеличение составляет в 2,61-3,26 раза при значении времени обработки паром 90 с. Кроме того, вне зависимости от вида плодов, воздействие пара сказывается уже начиная с 10-той секунды обработки. В связи с этим была исследована возможность импульсного нагрева слоя плодов насыщенным водяным паром, которая позволяла существенно экономить расход греющего пара, так как чередовала периоды активного подвода энергоносителя с периодами прогрева слоя плодов за счет тепловой инерции.

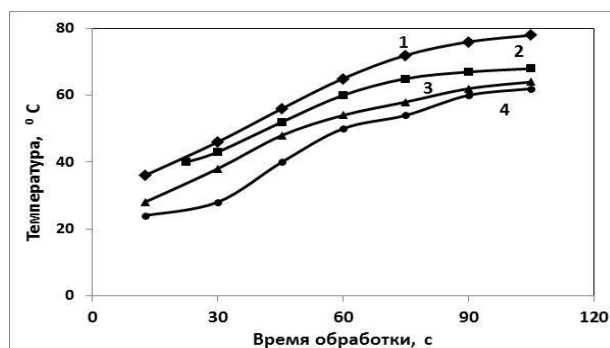


Рисунок 4. Прогреваемость слоя плодов в среде насыщенного водяного пара при атмосферном давлении: 1- плоды вишни; 2- плоды сливы сорта «Венгерка»; 3- плоды сливы сорта «Ренклюд»; 4- плоды черешни.

На Рис.5 приведены результаты такого исследования для различных значений коэффициента импульсности нагрева  $\phi$ . Для непрерывного нагрева плодов насыщенным водяным паром при атмосферном давлении величина  $\phi=1$ .

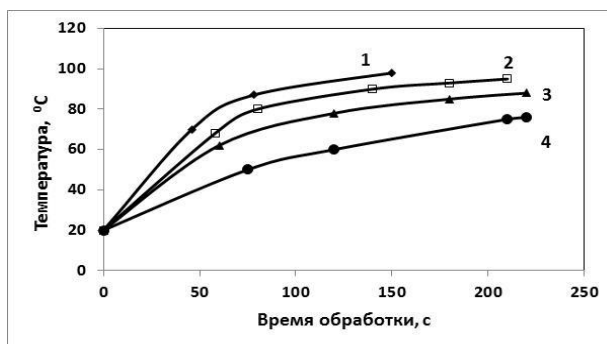


Рисунок 5. Прогреваемость слоя плодов насыщенным водяным паром при атмосферном давлении при разных коэффициентах импульсности нагрева: 1 -  $\phi=1$ ; 2 -  $\phi=0,67$ ; 3 -  $\phi=0,50$ ; 4 -  $\phi=0,4$ .

Анализируя полученные зависимости, можно отметить, что для достижения какого-нибудь наперед заданного значения среднеобъемной температуры слоя плодов, существует диапазон изменения величины импульсности нагрева  $\phi$  в пределах которого длительность периода активного подогрева слоя плодов насыщенным водяным паром при атмосферном давлении меньше, чем необходимое время при осуществлении непрерывного пароконтактного нагрева.

#### Заключение

Приведенные в настоящем исследовании результаты позволили разработать способ интенсивного нагрева слоя плодов насыщенным водяным паром при атмосферном давлении. Определить основную теплофизическую характеристику – температуропроводность для разнообразного плодового сырья. Предложить метод экономии энергии при осуществлении процесса нагрева путем использования импульсного подвода теплоносителя.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. В.Д. Очиров, В.А. Федотов Определение времени и скорости нагрева измельченных плодов яблок при терморadiационной сушке. Вестник КрасГАУ. 2018. № 1. С.89-95
2. Демирова А. Ф., Даудова Т. Н. Исследования прогреваемости консервов «Компот из черешни» с разработкой оптимального режима стерилизации. // Хранение и переработка сельхоз сырья. 2009. № 9. С. 34–37
3. Ахмедов М. Э. Применение инновационных технологий в пищевой промышленности для повышения эффективности тепловой стерилизации консервов / М. Э. Ахмедов, А. Ф. Демирова, М. Д. Мукайлов, А. У. Атаева // Проблемы развития АПК региона. 2013. № 2. С. 53–56

УДК 536.24

#### METHODS FOR TEMPERATURE MODE STABILIZING OF UNDERGROUND STRUCTURES

#### СПОСОБЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА ПОДЗЕМНЫХ СООРУЖЕНИЙ

<b>Vorobiev A.M., Makaveev A.T., Machuev Yu.I.</b>	<b>Воробьев А.М., Макавеев А.Т., Мачуев Ю.И.</b>
JSC «Konstruktorskoe byuro special'nogo naznacheniya» Russia, 192012, St. Petersburg, Obuhovskoj oborony Avenue, d.20, lit. Ech	АО «Конструкторское бюро специального назначения» Россия, 192012, Санкт-Петербург, проспект Обуховской обороны, д. 20, лит. ЕЧ
<b>E-mail: 65lab@kbsm.su</b>	

#### Abstract

The paper investigates methods for stabilizing the temperature regime of underground structures, inside of which heat-generating equipment is located. A dual-circuit heat removal system has been developed, where pipes of an internal circuit filled with water. In the upper part, they are combined into a



common collector, into which the tubular elements of the vertical, venting to the atmosphere, pipes of the outer contour filled with non-freezing coolant are lowered. The considered heat removal system provides autonomous automatic maintenance of the temperature regime without external energy sources, does not require maintenance, and has high operational reliability.

#### **Аннотация**

В работе исследуются способы стабилизации температурного режима подземных сооружений, внутри которых располагается тепловыделяющее оборудование. Разработана двухконтурная система отвода тепла, где трубы внутреннего контура, заполненного водой. В верхней части они объединены в общий коллектор, в который опущены трубчатые элементы вертикальных, выходящих в атмосферу, труб наружного контура, заполненных незамерзающим теплоносителем. Рассмотренная система отвода тепла обеспечивает автономное автоматическое поддержание температурного режима без внешних источников энергии, не нуждается в обслуживании и обладает высокой эксплуатационной надежностью.

Строительные сооружения и конструкции все чаще вторгаются в подземное пространство. Кроме традиционных добывающих отраслей подземное пространство осваивают энергетики, связисты, военные, другие хозяйствующие субъекты. Температурный режим таких сооружений, в основном, формируется под воздействием температуры грунта, которая зависит от климатических и гидрогеологических условий района строительства. Температурное поле полубесконечного невозмущенного массива грунта, омываемого с поверхности атмосферным воздухом с изменяющейся температурой, обычно аппроксимируют тремя косинусоидами с периодами годовых, суточных и декадных колебаний.

Сохранность и функционирование технических систем, находящихся в подземном сооружении (ПС) в течение многолетнего нахождения в эксплуатации, во многом зависит от температурно-влажностных условий в ПС. Сооружения неглубокого заложения подвергаются максимальным сезонным и суточным колебаниям температуры атмосферного воздуха и солнечной радиации. Эти данные приведены в Справочниках по климату по регионам. Подземные сооружения, размещенные ниже 10 м, имеют практически постоянную температуру. Эта температура грунта приведена на геокриологической карте Института мерзлотоведения им. Обручева [1].

Строительные конструкции ПС первоначально изготавливались из железобетона, теплофизические свойства которого близки к свойствам грунта. Поэтому при оценке температурного режима ограждение сооружения и прилегающий грунт рассматривались как единый грунтовой массив. С повышением металлонасыщенности конструкций ПС ее необходимо учитывать. В холодное время года наблюдается выравнивающее действие естественной конвекции в полости ПС, а в теплое время температура воздуха соответствует температуре грунта на данной отметке.

В южных районах страны проведены исследования влияния различных теплоизолирующих покрытий наружных конструкций металлонасыщенных ПС и прилегающей поверхности грунта на амплитуду и глубину проникновения температурных колебаний в грунт и в конструкции сооружений.

Обеспечение требуемой температуры в подземных помещениях и отвод избытков тепла от тепловыделяющего оборудования и аппаратуры обычно осуществляется с помощью систем кондиционирования воздуха, требующих большого расхода электроэнергии. Поэтому для указанных целей также рассматривались устройства типа термосвай [2], не нуждающихся в источнике электроснабжения.

На испытательной станции Конструкторского бюро специального назначения выполнены исследования 5 типов одиночных сезоннодействующих устройств (термосвай) в условиях длительной эксплуатации. Длина заглубленного участка трубы составляла от 10,8 до 30,8 м. Выступающие в атмосферу трубы длиной от 1,9 до 3,2 м имели поперечное ребрение, которое на втором этапе исследований заменялось трубчатой теплообменной структурой.

В качестве теплоносителей использовался фреон-12, керосин ТС-1 и аммиак. Измерялась температура атмосферного воздуха, грунта по глубине на различных расстояниях от термосвай. Экспериментальные исследования показали работоспособность термосвай глубиной 20 и 30 м. Получены данные по температуре и по количеству отведенного тепла из грунта. Показано, что эффективность термосвай в большей степени зависит от отношения поверхностей конденсатных и испарительных участков и меньше – от отношения их длин.

Проведен дальнейший поиск путей отвода избытков тепла от работающего в ПС тепловыделяющего оборудования и поддержания в нем требуемой температуры. Все это позволило разработать схему двухконтурной системы, где каналы или трубы внутреннего контура размещены

вдоль ограждения ПС или вмонтированы в него. Трубы внутреннего контура заполнены водой. В верхней части они объединены в общий коллектор, в который опущены трубчатые элементы вертикальных, выходящих в атмосферу, труб наружного контура, заполненных незамерзающим теплоносителем. Чтобы избежать замерзания воды в коллекторе-теплообменнике, водяной контур, включая коллектор, расположен ниже зоны промерзания грунта.

Наличие системы из двух контуров обеспечивает ее работоспособность практически во всем диапазоне температур атмосферного воздуха, наблюдаемого на территории страны. Охлаждение сооружения происходит автоматически в течение всего времени года, когда температура в сооружении выше температуры наружного воздуха.

Применение такого устройства позволяет исключить эффект переохлаждения, т.к. при охлаждении воды в коллекторе ниже 4°C (при которой вода имеет наибольшую плотность) циркуляция воды свободной конвекцией прекращается. Интенсивность теплоотвода зависит от геометрии системы, перепада температур воздуха и мощности тепловыделений. Предложены способы автоматического регулирования теплоотвода от подземного сооружения.

Рассмотренное устройство решает задачу автономного автоматического оптимального температурного режима подземных сооружений, не требует внешнего источника энергии, не нуждается в обслуживании, а, следовательно, обладает высокой эксплуатационной надежностью. Имеется ряд авторских свидетельств СССР на изобретение.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Баранов, И.Я. Геокриологическая карта СССР. – М.: Изд.АН СССР, 1960. – 48 с.
2. Гапеев, С.И. Укрепление мерзлых оснований охлаждением. – Л.:Стройиздат, 1960.

УДК 621

#### ANALYSIS OF ENERGY EFFICIENCY OF COLD STORAGE UNITS

#### АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ УСТАНОВОК АККУМУЛИРОВАНИЯ ХОЛОДА

<p><b>Gryshchenko R.V.</b><sup>1a</sup>  <b>Vasylenko S.M.</b><sup>1</sup>, doct.tech.sc, professor  <b>Forsiuk A.V.</b><sup>1</sup>, cand.tech.sc, associate prof.  <b>Pylypenko O.Y.</b><sup>1</sup>, cand.tech.sc, associate prof.  <b>Samiilenko S.M.</b><sup>1</sup>, cand.tech.sc, associate prof.</p>	<p><b>Грищенко Р.В.</b><sup>1a</sup>  <b>Василенко С.М.</b><sup>1</sup>, док.тех.наук, профессор  <b>Форсюк А.В.</b><sup>1</sup>, канд.тех.наук, доцент  <b>Пилипенко О.Ю.</b><sup>1</sup>, канд.тех.наук, доцент  <b>Самойленко С.Н.</b><sup>1</sup>, канд.тех.наук, доцент</p>
<p>1 – National University of Food Technologies, Ukraine, 01601, Kyiv, Volodymyrska, 68.</p>	<p>1 – Национальный университет пищевых технологий, Украина, 01601, Киев, Владимирская, 68</p>
<p><b>E-mail:</b> a – rgryshchenko@gmail.com</p>	

#### Abstract

A comprehensive methodology has been developed for analyzing the energy efficiency of industrial low-temperature cold storage systems, which is based on fundamental thermodynamic principles and scientifically based ideas about the mechanisms of energy transformations.

#### Аннотация

Разработана комплексная методика анализа энергетической эффективности промышленных низкотемпературных систем аккумуляции холода, которая основана на фундаментальных термодинамических принципах и научно обоснованных представлениях о механизмах энергетических преобразований.

#### Введение

Использование в составе современных холодильных установок аккумуляторов холода – это один из способов повышения их энергетической эффективности. Однако, достижение высоких

технико-экономических показателей возможно только при оптимальных условиях работы, определение которых требует применения комплексных методов анализа эффективности низкотемпературных систем. В настоящее время классический анализ, основанный на первом законе термодинамики и холодильном коэффициенте, уже не соответствует современным требованиям, поскольку не дает представления о степени термодинамического совершенства анализируемой системы и ее компонентов. Научно обосновано эта проблема может быть решена только используя потенциал второго закона термодинамики.

### Объекты и методы исследования

С термодинамической точки зрения установки аккумулирования холода – это низкотемпературные системы, в которых реализуется последовательность необратимых процессов за счет использования энергии внешнего источника. Проблема энергетической неэффективности такого рода систем заключается в необратимости процессов вследствие разности потенциалов энергетических взаимодействий и диссипативных явлений. Соответственно, чем больше необратимость процессов, тем меньше энергетическая эффективность.

По мнению авторов, единственной фундаментальной характеристикой необратимости процессов есть возрастание энтропии в изолированной системе  $\Delta S_{irrev}$ , которое несложно рассчитать, используя инструментальный разработанный энтропийный метод анализа термодинамического несовершенства системы [1].

### Результаты и их обсуждение

Среди разработанных этапов энтропийного анализа можно выделить три основных:

- разработка термодинамических схем анализируемых систем (например, один из вариантов для системы аккумулирования холода показан на рис. 1);
- составление синтетических и аналитических энтропийных балансов, а также расчет  $\Delta S_{irrev}$ ;
- расчет и анализ энтропийных показателей термодинамического совершенства системы в целом и ее компонентов.

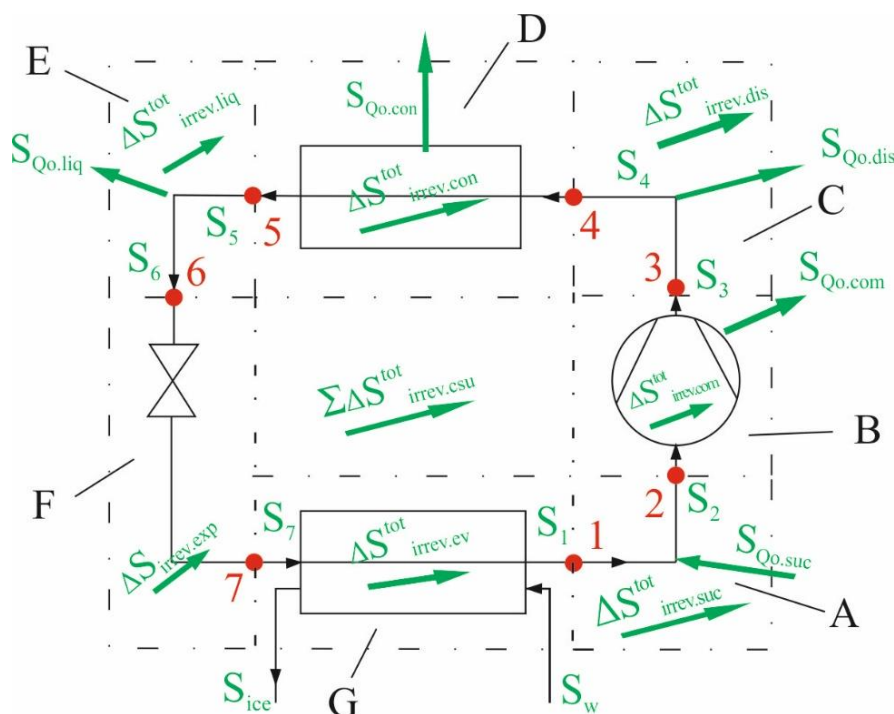


Рисунок 1 – Термодинамическая схема потоков энтропии в установке аккумулирования холода

Степень термодинамического совершенства установки определяется энтропийным коэффициентом:

$$\eta_{s.csu} = \frac{\Delta S_{irrev.csu}^{min}}{\Sigma \Delta S_{irrev.csu}^{tot}}$$

где  $\Delta S_{irrev.csu}^{min}$  – возрастание энтропии в системе, соответствующее минимальной необратимости процессов, Вт/К;  $\Sigma \Delta S_{irrev.csu}^{tot}$  – возрастание энтропии в системе, соответствующее реальной необратимости процессов, Вт/К.

## Заключение

Разработанная методика анализа установок аккумуляирования холода, использующая только фундаментальные термодинамические понятия, может быть применена как для оптимизации энергетических характеристик действующих, так и при проектировании и новых систем к аккумуляирования холода.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Самойленко, С.Н. Методологические основы оптимизации теплотехнологического комплекса сахарного производства.: дис. канд. тех. наук: 15.14.06 защищена 19.03.2014 : утв. 26.06.14/ Самойленко Сергей Николаевич. – К., 2014. – 182 с.

УДК 621

## HEAT EXCHANGE DURING ICE MELTING IN THE COLD STORAGE DEVICE

## ТЕПЛООБМЕН ПРИ ТАЯНИИ ЛЬДА В АППАРАТЕ АККУМУЛИРОВАНИЯ ХОЛОДА

<p><b>Gryshchenko R.V.</b><sup>1a</sup> <b>Vasylenko S.M.</b><sup>1</sup>, doct.tech.sc, professor <b>Forsiuk A.V.</b><sup>1</sup>, cand.tech.sc, associate prof. <b>Pylypenko O.Y.</b><sup>1</sup>, cand.tech.sc, associate prof. <b>Samiilenko S.M.</b><sup>1</sup>, cand.tech.sc, associate prof.</p>	<p><b>Грищенко Р.В.</b><sup>1a</sup> <b>Василенко С.М.</b><sup>1</sup>, док.тех.наук, профессор <b>Форсюк А.В.</b><sup>1</sup>, канд.тех.наук, доцент <b>Пилипенко О.Ю.</b><sup>1</sup>, канд.тех.наук, доцент <b>Самойленко С.Н.</b><sup>1</sup>, канд.тех.наук, доцент</p>
<p>1 – National University of Food Technologies, Ukraine, 01601, Kyiv, Volodymyrska, 68.</p>	<p>1 – Национальный университет пищевых технологий, Украина, 01601, Киев, Владимирская, 68</p>
<p><b>E-mail:</b> a – rgryshchenko@gmail.com</p>	

## Abstract

An experimental study of the heat transfer process during ice melting was carried out under conditions corresponding to the operation of the cold storage devices of industrial refrigeration units. Analysis of the results by methods of the theory of similarity and statistical analysis made it possible to identify the laws of the heat transfer process and to develop an equation for its calculation.

## Аннотация

Проведено экспериментальное исследование процесса теплообмена при таянии льда в условиях, соответствующих работе аппаратов аккумуляирования холода промышленных холодильных установок. Анализ результатов методами теории подобия и статистического анализа позволил выявить закономерности процесса теплообмена и разработать уравнение для его расчета.

## Введение

Важным аспектом повышения энергетической эффективности промышленных холодильных установок, работающих в нестационарном режиме, является их модернизация путем установки аппаратов аккумуляирования холода. Однако, разработка и внедрение таких аппаратов тормозится вследствие отсутствия адекватных методик их расчета. Разработка методики расчета теплообмена осложняется следующими факторами: смешанным режимом течения охлаждаемой воды и неоднозначным влиянием инверсии плотности воды на свободноконвективную составляющую процессов переноса. Целью работы является комплексное исследование процессов теплообмена при таянии льда в аппаратах аккумуляирования холода с целью разработки методики расчета теплообмена в них.

## Объекты и методы исследования

Исследование динамики таяния водного льда происходит на экспериментальном стенде, изображенного на рис.1.

Экспериментальная установка представляет собой аккумулятор холода, основой работы которого являются процессы генерации и таяния водного льда, происходящих на поверхности

вертикальной цилиндрической трубы. Экспериментальная секция изготовлена из органического стекла в форме трубы, внутренним диаметром 180 мм. По оси аппарата установлено медную трубу диаметром 10 мм. Высота опытного участка 300 мм.

Детальное описание экспериментальной установки рассмотрено в работах [1,2].

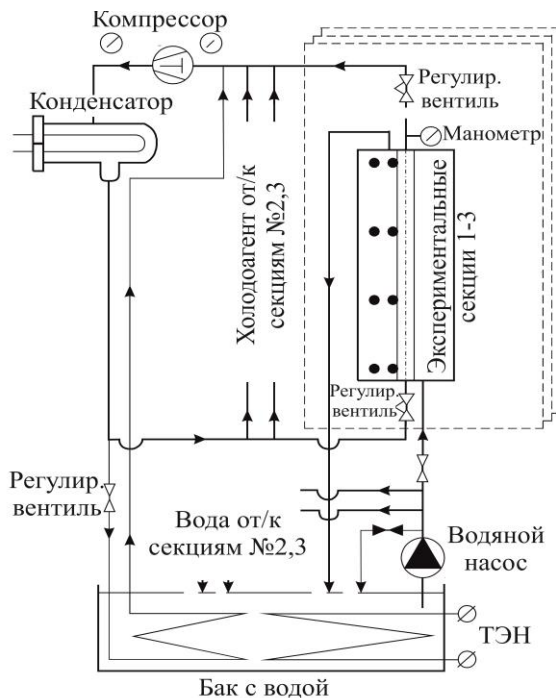


Рисунок 1 – Экспериментальная установка

### Результаты и их обсуждение

Была разработана оригинальная система безразмерных чисел подобия, которая базируется на результатах анализа теплообменных процессов между поверхностью льда и водой, которая двигалась в замкнутой полости, а также имеющимися методиками расчета. Проведена статистическая обработка экспериментальных данных для различных функций:  $Nu = f(Re; Gr)$ ,  $Nu = f(Re; Ra)$ ,  $Nu = f(Re; Ri)$ . Наиболее достоверным является представление результатов в результирующем уравнении 1 (коэффициент детерминации равняется 0,98). Результаты расчетов представлены ниже (Рис.2).

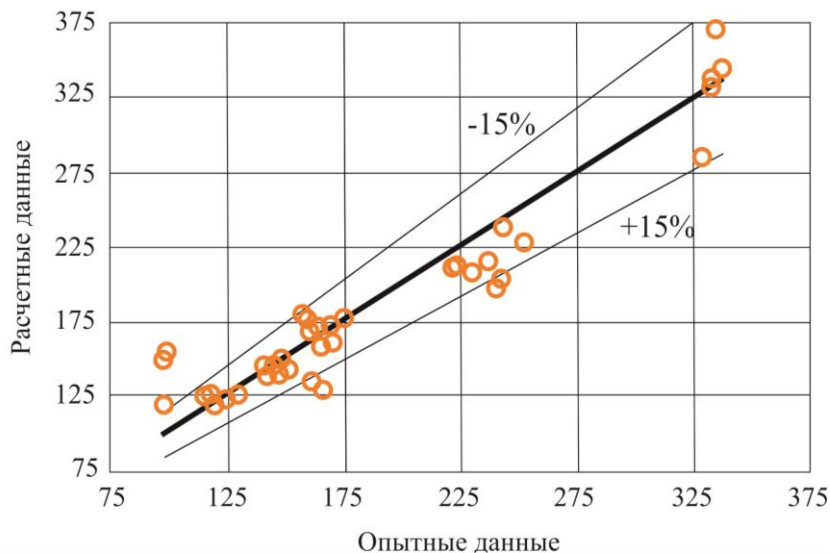


Рисунок 2 – Обработка опытных данных  $f(Re, Ri)$  Rosenbrock методом

$$Nu = 3,6529 Re^{0,5469} Ri^{-0,8264}, \quad (1)$$

где  $Re$  – число Рейнольдса,  $Re = \frac{vd}{\nu}$ ,  $Ri$  – число Ричардсона,  $Ri = \frac{Gr}{Re^2}$ ,  $Gr$  – число Грасгофа,

$Gr = \frac{gd^3}{\nu^2} \beta \Delta T$ ,  $\beta$  – температурный коэффициент объёмного расширения,  $g$  – ускорение свободного падения,  $\Delta T$  – разница температур,  $v$  – средняя скорость течения жидкости,  $d$  – характерный линейный размер,  $\nu$  – кинематическая вязкость.

#### Заключение

Проведенное экспериментальное исследование процесса теплообмена в аппаратах аккумулирования холода и анализ его результатов позволили выявить закономерности процесса теплообмена и разработать адекватную методику его расчета.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Gryshchenko R. 3D modeling of water flow and cooling down within the temperature range close to inversion point [Text] / Roman Gryshchenko, Yaroslav Zasiadko, Oleksiy Pylypenko, Andriy Forsiuk, // Journal of Faculty of Food Engineering, Ștefan cel Mare University of Suceava, Romania Volume XV, Issue 4- 2016, pag. 323 - 328

2. Пилипенко, О. Ю. Динамика кристаллизации льда на вертикальных охлаждаемых трубах в элементах аккумуляторов тепловой энергии, систем охлаждения и кондиционирования воздуха: дис. канд. тех. наук : 15.14.06 : защищена 22.11.2012 : утв. 07.05.13 / Пилипенко Алексей Юрьевич. – К., 2013. – 267 с.

УДК 53.02:53.06

### SPECIALTIES FEATURES OF HYDRODYNAMIC MODES OF HEAT AND MASS TRANSFER APPARATUS

### ОСОБЕННОСТИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ ТЕПЛОМАССООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

<b>Danko V.P., Ph. D.</b>	<b>Данько В.П.<sup>1</sup>, к.т.н., доцент</b>
Kuban State Technological University, 2, Moskovskaya street, Krasnodar, 350072	Кубанский государственный технологический университет, Россия, 350072, г. Краснодар, ул. Московская, 2
<b>E-mail:</b> vladislav.danko@mail.ru	

#### Abstract

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

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

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

#### Аннотация

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

В качестве абсорбента использовался литиево-бромистый раствор (Li-Br). С ростом концентрации раствора абсорбента эффективность процесса абсорбции возрастает. В рассмотренном диапазоне начальных значений влагосодержания наружного воздуха  $x_1^1 = 11...20$  г/кг солнечная абсорбционная система обеспечивает достаточно эффективное снижение влагосодержания воздушного потока.

В работе экспериментально доказано, что использование изученных абсорбционных систем решает задачу обеспечения комфортного кондиционирования в широком диапазоне параметров наружного воздуха ( $x_2 = 13...20$  г/кг, при  $t = 25...40$  °С). Проиллюстрированы возможности предлагаемой солнечной системы при использовании ее для кондиционирования воздуха в условиях юга России.

В условиях глобального экономического кризиса наиболее актуальными, в настоящий момент, являются вопросы энергосбережения и создания технических устройств, рабочие вещества и принцип действия которых являются экологически безопасными и энергоэффективными. Перечисленным выше требованиям соответствуют солнечные абсорбционные холодильные системы на основе теплообменных аппаратов с подвижной насадкой, в отличие от традиционных компрессионных холодильных систем [1, 2, 3]. Однако, в мировой и отечественной литературе отсутствует анализ процессов, протекающих в абсорбционных теплообменных аппаратах [4, 5, 6]. Цель данной статьи состоит в изучении физических процессов, протекающих в абсорбционных теплообменных аппаратах с подвижной насадкой на основании их экспериментального исследования.

Процесс восстановления раствора абсорбента играет определяющую роль в поддержании непрерывности абсорбционного цикла. Для экспериментального изучения характеристик абсорбционного цикла был использован стенд [1, 2], который представляет собой колонну цилиндрической формы, состоящую из набора прозрачных царг диаметром  $D_k \approx 0,2$  м и высотой  $H_k = 1$  м. С учетом высоты опорно-распределительной решетки высота рабочей зоны колонны составляет 0,95 м. Внутри абсорбционной колонны размещена опорно-распределительная решетка ОРР со слоем подвижной насадки ПН и водораспределитель с варьируемым расположением по высоте колонны. Эффективная площадь опорно-распределительной решетки  $f_{орр} = 75\%$ , высота рабочей зоны  $H_{ст} = 0,5$  м. Возможности стенда: расходы теплоносителей и теплофизические параметры изменялись в диапазонах:  $w_r = 2,0...4,0$  м/с/ (осушаемый в абсорбере воздушный поток),  $q_{ж} = 5...35$  м<sup>3</sup> / (м<sup>2</sup> ч) (удельный расход абсорбента); температура и относительная влажность наружного воздуха:  $t_r = 30$  °С,  $x_r = 11...20$  г/кг; начальная концентрация раствора абсорбента (крепкий раствор) 64 %. В опытах использовали полые целлулоидные частично заполненные водой шары со значением  $\rho_{эн} = 400$  кг/м<sup>3</sup>.

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

Полученные результаты представлены на рисунке 1 в виде зависимостей изменения влагосодержания воздуха в абсорбере АПН  $x_2^2$  для различных значений начального влагосодержания воздуха  $x_1^1$ . Приведенная концентрация раствора  $\square^*$  здесь есть отношение рабочей концентрации к предельно возможной, соответствующей линии кристаллизации. С ростом концентрации раствора абсорбента эффективность процесса абсорбции возрастает. В рассмотренном диапазоне начальных влагосодержаний наружного воздуха  $x_1^1 = 11...20$  г/кг солнечная абсорбционная система обеспечивает достаточно эффективное снижение влагосодержания воздушного потока, позволяющее эффективно использовать испарительное охлаждение в охладительном контуре системы.

На рисунке 2А показан результат осушения воздуха в абсорбере при различных значениях исходного влагосодержания воздуха и величинах концентрации абсорбента. Применительно к разрабатываемым солнечным системам на примере задачи кондиционирования воздуха ССКВ на рисунке 2Б на Н/Х диаграмме влажного воздуха проиллюстрированы возможности такой солнечной системы при использовании ее для кондиционирования воздуха, в условиях юга России. В случае, когда исходное влагосодержание воздуха не превышает 16...17 г/кг (расчетные параметры Б и В) солнечная система обеспечивает осушение воздушного потока (процессы А-2а, Б-2б, В-2в показаны с некоторым возрастанием температуры в процессе абсорбции; приближение к изотермичности

процесса осушения воздуха повышает эффективность процесса осушения но сопряжено с некоторым ростом энергозатрат на охлаждение воды в технологической ГПН, обслуживающей абсорбер) вполне достаточное для последующего получения комфортных параметров воздуха в воздухоохладителе ВПН (процессы 2а-3а, 2б-3б, 2в-3в). Когда  $x_r^1$  выше 17 г/кг, осушенный воздушный поток может быть разделен на две части, одна из которых обеспечивает получение холодной воды в градирне ГПН (процесс 7а-8а) для предварительного охлаждения осушенного воздуха в воздухо-водяном теплообменнике (процесс 2а-4а) и последующего охлаждения в ВПН (процесс 4а-5а) с получением требуемых комфортных параметров в помещении. Отметим, что для юга России начальное влагосодержание воздуха находится в пределах до 17 г/кг.

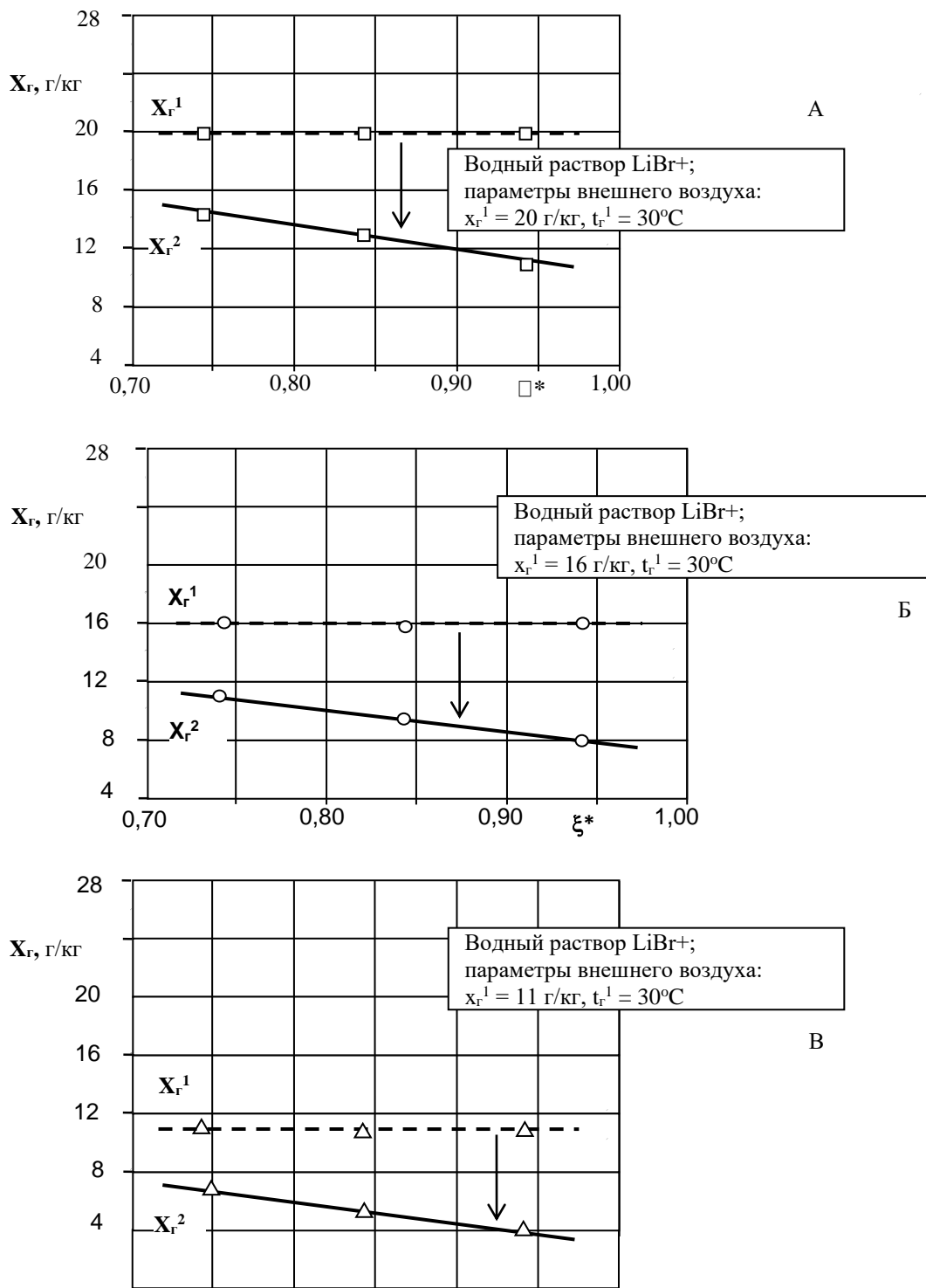


Рисунок 1 - Зависимость изменения влагосодержания воздуха в абсорбционной колонне от приведенной концентрации раствора и влагосодержания внешнего воздуха. Начальное влагосодержание воздуха  $x_r^1 = 11, 16$  и  $20$  г/кг.



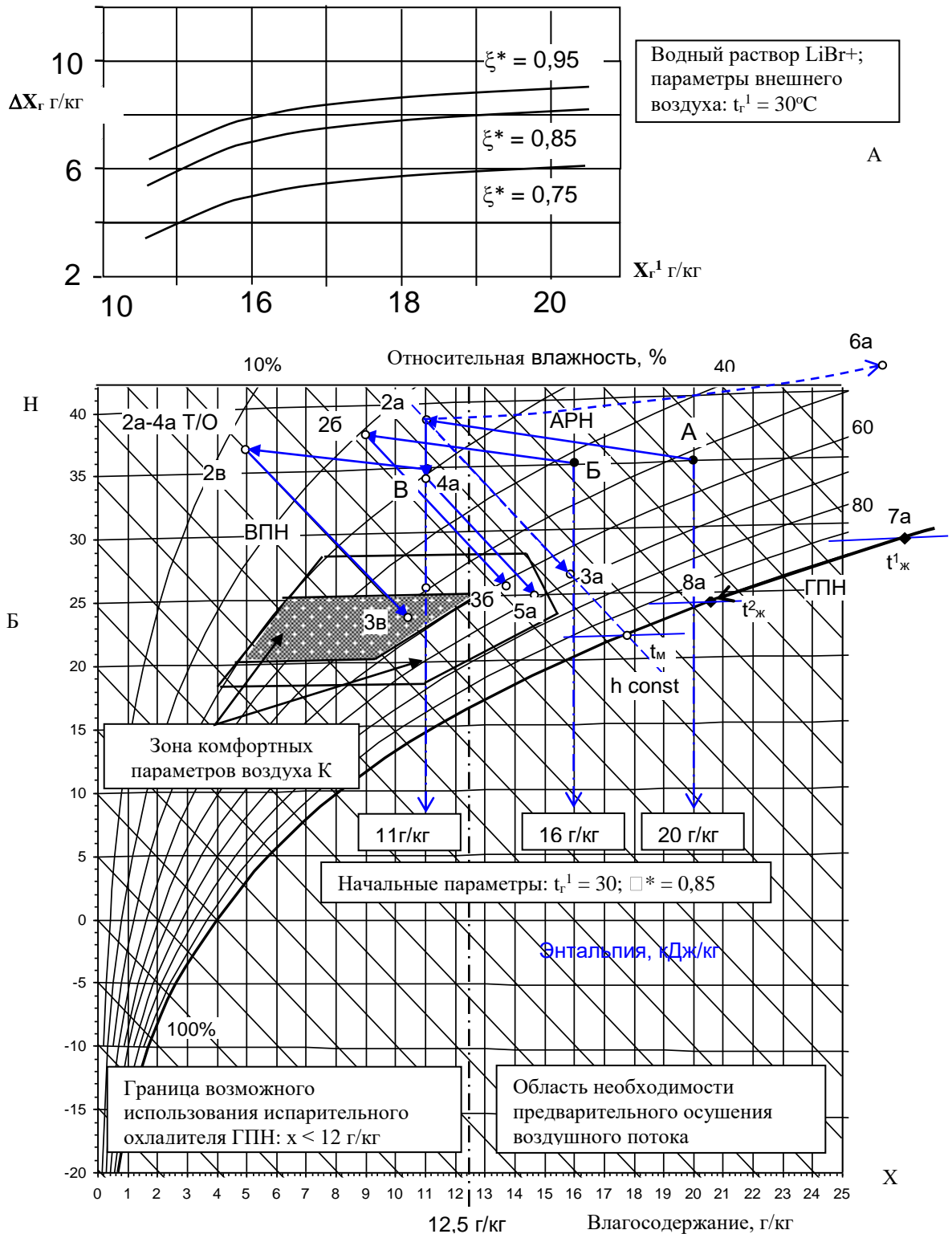


Рисунок 2 – Зависимость изменения влагосодержания воздуха в абсорбционной колонне от приведенной концентрации раствора и влагосодержания внешнего воздуха (А). Принципиальные возможности солнечных систем на основе открытого абсорбционного цикла при использовании их для кондиционирования воздуха (Б).

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

Аппараты, работающие по принципу открытого абсорбционного цикла с подвижной насадкой – перспективное направление развития теплообменных аппаратов, обеспечивающее устойчивую эксплуатацию в экстремальных технологических условиях (рост нагрузок, высокую

поперечную равномерность); использование этого принципа для реализации процессов тепломассообмена при испарительном охлаждении в системе «вода-воздух» и осушения в системе «абсорбент-воздух» особенно перспективно с учетом предотвращения возможных загрязнений и отложений на рабочих поверхностях и стенках колонн.

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

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гидравлика, гидро- и пневмопривод / Danko V. // Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского. Донецк, 2013.
2. Физика / Данько В.П. // Краснодар, 2017.
3. Исследование гидродинамических процессов в псевдооживленном слое тепломассообменных аппаратов для альтернативных систем жизнеобеспечения / Данько В.П. // Инженерная физика. 2017. № 11. С. 70-75.
4. Влияние интенсивности внешнего шума на кинетику связывания лигандов с рецепторами / Аракелян В.Б., Данько В.П., Григорян Р.П. // Известия Национальной Академии наук РА Физика. 2017. Т. 52. № 1. С. 94-101.
5. Металло-полимерные солнечные коллекторы с многоканальным абсорбером для многофункциональных энергетических систем / Дорошенко А.В., Данько В.П., Турбовец Ю.Т. // Проблемы региональной энергетики. 2012. № 2. С. 42-50.
6. Разработка и обоснование конструкции экспериментального стенда для определения коэффициентов теплоотдачи при кипении и конденсации рабочих тел, используемых в холодильной технике / Чумак І.Г., Данько В.П., Осокін В.В., Красновський І.Н. / Обладнання та технології харчових виробництв. Збірник наукових праць. 2004. № 10. С. 42-48.
7. Исследование процессов в тепломассообменных аппаратах с подвижной насадкой для солнечных многофункциональных систем / Дорошенко А.В., Васютинский С.Ю., Данько В.П., Глауберман М.А. // Физика аэродисперсных систем. 2012. № 49. С. 14-26.
8. Солнечные холодильные системы, использующие тепломассообменные аппараты с подвижной насадкой / Дорошенко А.В., Данько В.П. // Холодильная техника и технология. 2011. № 6 (134). С. 49-55.
9. Теплоиспользующие абсорбционные осушительно-испарительные системы охлаждения с использованием альтернативных источников энергии / Jamal K.H., Хасан С.И., Данько В.П. // Холодильная техника и технология. 2012. № 4 (138). С. 47-53.
10. Разработка металло-полимерных солнечных коллекторов для многофункциональных солнечных систем / Данько В.П. // Обладнання та технології харчових виробництв. Збірник наукових праць. 2012. № 29. С. 34-43.
11. Experimental researches of heat transfer in a layer moving fitting stripping contour solar systems / Danko V.P. // Обладнання та технології харчових виробництв. Збірник наукових праць. 2013. № 30. С. 31-37.

УДК 681.586

#### ANALYSIS AND DEVELOPMENT OF MATHEMATICAL MODEL WHICH OPTIMIZE THE PARAMETERS OF ENERGY SAVING SYSTEMS

#### АНАЛИЗ И РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПО ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ СИСТЕМ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ

<b>Danichenko N.V.<sup>1a</sup></b> , Cand.Tech. Sc., associate professor <b>Geraskina E.A.<sup>1b</sup></b> , Cand.Tech.Sc., associate professor	<b>Даниченко Н.В.<sup>1a</sup></b> , к.т.н., доцент <b>Гераскина Э.А.<sup>1b</sup></b> , к.т.н., доцент
1 –Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture, Ukraine, 65029, Odessa, ul. Didrihsona,4.	1- Одесская Государственная Академия Строительства и Архитектуры. Украина, 65029, Одесса., ул. Дидрихсона ,4.
<b>E-mail:</b> a – nicolai.danichenko@gmail.com; b –poselok@te.net.ua	

#### Abstract

The article is devoted to comparative analysis of the functioning of the adaptive PID - controller which is acting according to the method (Ziegler - Nichols) and a fuzzy controller which is controlling a cold

supply facility (air conditioning system). Application of fuzzy algorithm shows the best indicators of quality of the transition process compared with the PID control law.

#### **Аннотация**

Статья посвящена сравнительному анализу функционирования адаптивного ПИД – регулятора действующего по методу (Зиглера - Никольса) и нечеткого контроллера при управлении объектом холодоснабжения (системой кондиционирования воздуха). Применение нечеткого алгоритма демонстрирует лучшие показатели качества переходного процесса по сравнению с ПИД законом регулирования.

#### **Введение**

В современных условиях развития технологических процессов, с усложнением уровня и этапов автоматизации производственных процессов и развитием компьютерно-интегрированного управления возникает ряд трудностей. Эти трудности связаны с тем, что в качестве объектов управления выступают такие процессы, для которых наработанные приемы создания систем управления, оказываются не всегда приемлемы. Подобные объекты квалифицируются как сложные, плохо определенные, или нечеткие [1].

Рассчитанные по известным методикам [2] по математической модели объекта настройки типовых регуляторов, как правило, в значительной мере отличаются от оптимальных, что объясняется изменением динамических характеристик, и нагрузки объекта с течением времени, например, в системе автоматического регулирования процесса кондиционирования коэффициент передачи за счет нелинейности характеристик объекта изменяется в 2-3 раза [3], а в передаточной функции участка регулирования температуры перегретого пара за парогенератором постоянные времени и коэффициент передачи изменяются в 2-3 раза в зависимости от нагрузки и т.п. [4]. Поэтому при работе теплового объекта часто является необходимым производить перенастройку регулятора, что требует высокого профессионального уровня специалистов-наладчиков и остановки технологического процесса. Здесь возникает научная задача, связанная с использованием самонастраивающихся или адаптивных АСУ ТП.

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

На сегодняшний день в АСУ промышленности Украины наиболее часто применяются типовые ПИ и ПИД – регуляторы и данный фактор является определяющим при разработке адаптивных АСР производящих расчет и коррекцию оптимальных настроек. Вместе с тем, в зарубежных производственных процессах широкое распространение получают нечеткие системы управления, действующие на основе аппарата нечеткой логики. Часто, фаззи – контроллеры демонстрируют хорошие показатели качества переходных процессов регулирования при влиянии на объект неопределенных возмущающих факторов [5]. Поэтому, целью данной статьи, является проведение сравнительного анализа действия традиционной адаптивной и нечеткой систем управления процессом кондиционирования воздуха жилого здания.

#### **Результаты и их обсуждение**

На основе анализа научных публикаций, известно, что типовая адаптивная АСР, функционирует при управлении калориферной установкой системы вентиляции Киевской больницы «Феофания». В результате исследования объекта регулирования было установлено, что коэффициент передачи  $K_{об}$  и постоянная времени  $T_{об}$  в зависимости от нагрузки может изменяться на  $\pm 50\%$ . Передаточная функция объекта регулирования, с учетом устройств управления и измерительного преобразователя, имеет вид [4]:

$$W(s) = \frac{0.42 \cdot e^{10s}}{60s^3 + 40s^2 + 2s + 1} \quad (1)$$

Для предложенного объекта разработаем адаптивную АСР с ПИД – регулятором, действующую по методу Зиглера – Николоса (Zigler – Nichols method) [2].

Для оценки динамических свойств системы рассматривается реакция на единичное ступенчатое воздействие. Переходный процесс должен отвечать заданным показателям качества, к которым относятся время переходного процесса, перерегулирование и колебательность.

Методика Зиглера - Николса предполагает следующие шаги:

1. Коэффициенты  $K_d$  и  $K_i$  устанавливаются равными нулю, а коэффициент  $K_r$  увеличивается до тех пор, пока система не потеряет устойчивость.
2. Предельное значение  $K_r$  обозначается как  $K_u$ , а период автоколебаний как  $P_u$ .
3. Значения коэффициентов ПИД - регулятора рассчитываются по следующим формулам:

$$K_p = 0,6Ku; K_i = 1,2(ku/pu); K_d = 3KuPu / 4.$$

Для моделирования ПИД – регулятора и решения задачи оптимизации используется программа NCD (Nonlinear Control Design) BlockSet пакета Matlab (рис. 1)

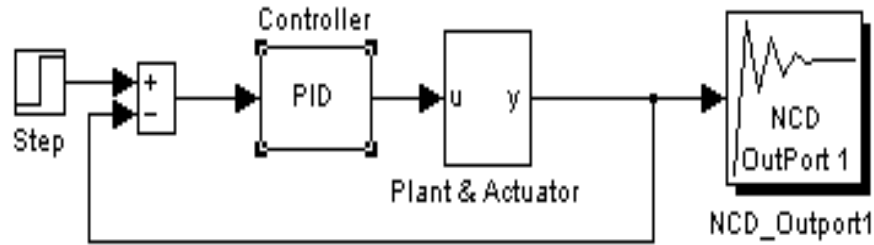


Рисунок. 1 – Автоматическая система регулирования с ПИД – регулятором

В состав объекта регулирования (рис. 2) входят нелинейность с уровнями ограничения (Limit), блок динамического ограничения скорости (Rate), а также инерционное звено 3-го порядка транспортного с блоком запаздывания, где коэффициент  $a_2$  может принимать значения в диапазоне [40 - 50] с номинальным значением 43, а коэффициент  $a_1$  – в диапазоне [0,5 - 3] с номинальным значением 1,5.

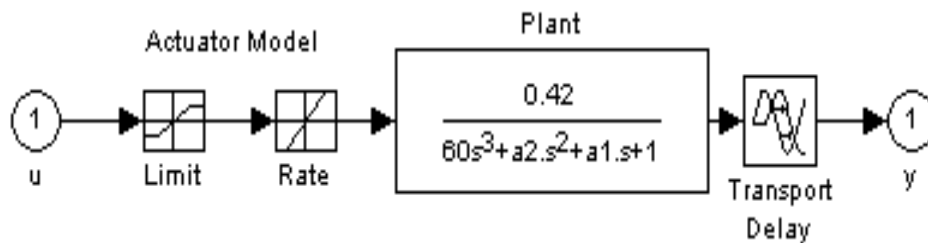


Рисунок. 2 – Объект регулирования

Ограничения, налагаемые на переходный процесс, имеют следующие значения:

- максимальное перерегулирование – не более 20 %;
- время нарастания – не более 20 с;
- время регулирования – не более 150 с.

$g(t)$  1.2

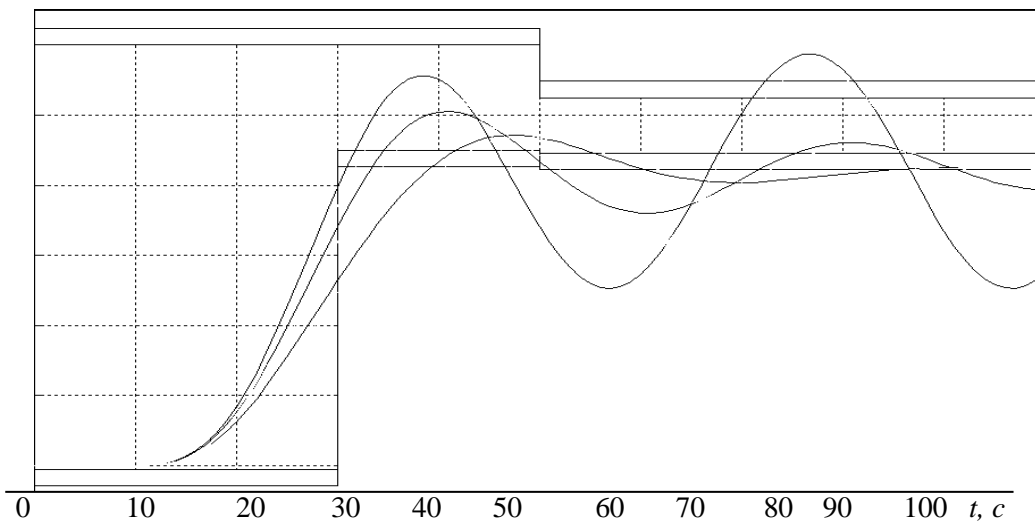


Рисунок. 3 – Процесс оптимизации при неопределенных параметрах,  $a_1$  и  $a_2$ .

В командном режиме вычислений программа находит следующие оптимальные настройки для PID - controller:  $Kp = 0,0134$ ;  $Ki = 0,0941$ ;  $Kd = 3,4268$ .

Для проведения сравнительного анализа производится разработка нечеткой модели для fuzzy – регулятора.

На начальном этапе проводится составление правил нечеткого регулятора, входными параметрами которых являются ошибка  $E_i$  (отклонение температуры воздуха) и скорость изменения  $E_{ij}$ , и определение функций принадлежности входов и выхода регулятора (рис. 4).

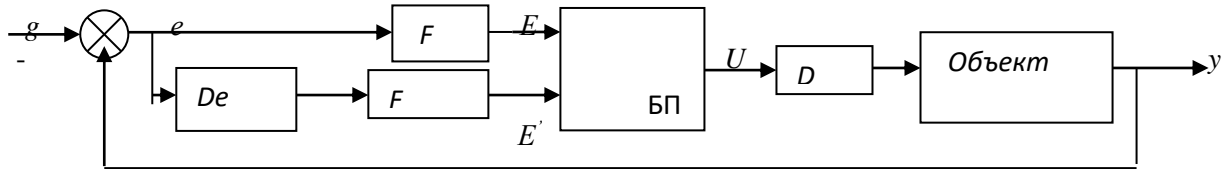


Рисунок 4 – Нечеткая АСР

$g$  – задание,  $e$  – ошибка,  $De$  – дифференциатор,  $F$  – блок фаззификации,  $БП$  – база правил,  $P$  – правило,  $U$  – управление,  $D$  – блок дефаззификации

Определены нечеткие множества ошибки  $e(t)$ , скорости изменения  $e^*(t)$  и управляющего воздействия  $u_r(t)$ , вышеуказанные нечеткие множества описаны с помощью лингвистического языка, в котором лингвистические переменные (ЛП) или терм-множества следующие: ( $NB$  – негативно большое,  $NS$  – негативно среднее,  $NM$  – негативно малое,  $Z$  – нулевое,  $PS$  – положительно среднее,  $PM$  – положительно малое,  $PB$  – положительно большое) (рис. 5 - 7):

$$\begin{aligned}
 E_e (e = \overline{1, n_3}); \\
 E_{cq} (e = \overline{1, n_4}); \\
 U_r^u (r = \overline{1, n_5}); \\
 E_1 = NB \underset{=}{\Delta} (e_m(t), \mu(e_m(t))); \\
 E_2 = NS \underset{=}{\Delta} (e_m(t), \mu(e_m(t))); \\
 E_3 = NM \underset{=}{\Delta} (e_m(t), \mu(e_m(t))); \\
 E_4 = Z \underset{=}{\Delta} (e_m(t), \mu(e_m(t))); \\
 E_5 = PM \underset{=}{\Delta} (e_m(t), \mu(e_m(t))) \text{ и т.д.} \\
 E_i \in E; \quad i = \overline{1, 7}; \quad e(t) \in E,
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

где  $E$  – универсальное множество ошибки (температуры воздуха);  $e_m(t)$  – текущее значение в определенный момент времени;  $\mu_i(f(t))$  – функция принадлежности к нечеткому множеству  $e(t)$ , которая определяется как функция от  $e_m(t)$ .

Аналогичным образом на принятом языке определяются нечеткие множества для скорости изменения (производной) ошибки.

$$E_{cq} \underset{=}{\Delta} (e'_m, \mu_e(e'_m(t))), \quad q = 1, 2, \dots, n_7, \quad n_7 = 7;
 \tag{3}$$

Управляющего воздействия (выхода) регулятора

$$U_r^e \underset{=}{\Delta} (u'_m, \mu_u(u'_m(t))), \quad r = 1, 2, \dots, n_7, \quad n_7 = 7,
 \tag{4}$$

$$\text{где } e(t) = g(t) - y(t), \quad e^*(t) = \frac{d}{dt} e(t).$$

Графики функции принадлежности  $\mu_e(e)$ ,  $\mu_{cq}(e^*)$ ,  $\mu_r(u)$ ,  $\mu_i(f)$ ,  $\mu_j(f)$  и  $\mu_u(u^f)$  нечетких множеств, соответственно ошибки  $E_e$ ;  $E_e \subset E$ ;  $e = \overline{1, n_3}$ ;  $n_7 = 7$ , скорости ее изменения  $E_{cq} (e = \overline{1, n_4})$ , управляющего воздействия  $u_r (r = \overline{1, n_5})$ ,  $u_r \subset U$ , которые определены исходя из опыта и качественных рассуждений о процессе управления объектом, представлены на рис.5 – 7.

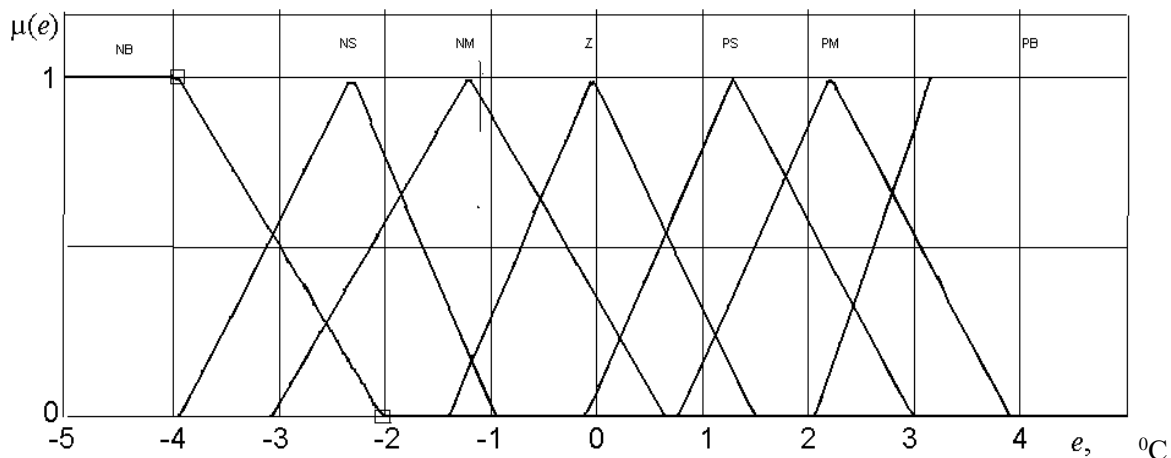


Рисунок. 5 – Функции принадлежности ЛП «ошибка»

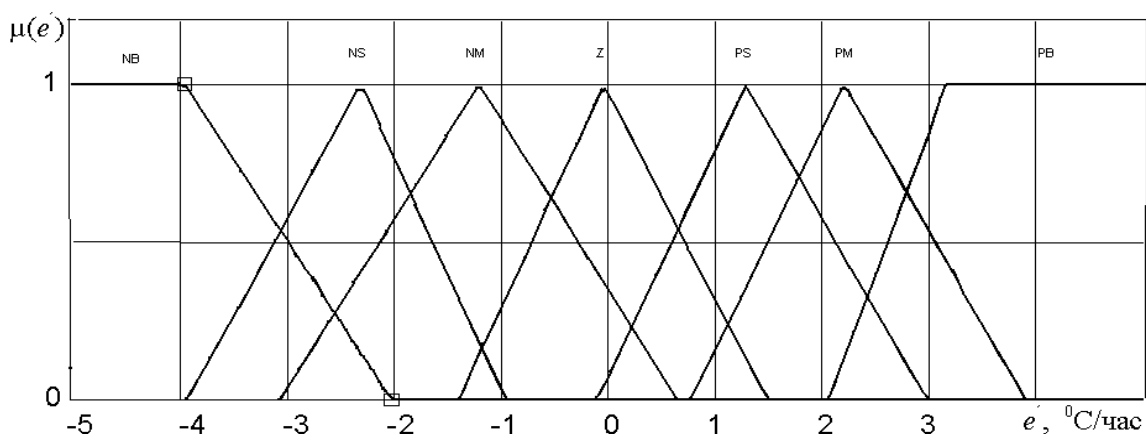


Рисунок. 6 – Функции принадлежности ЛП «производная ошибки»

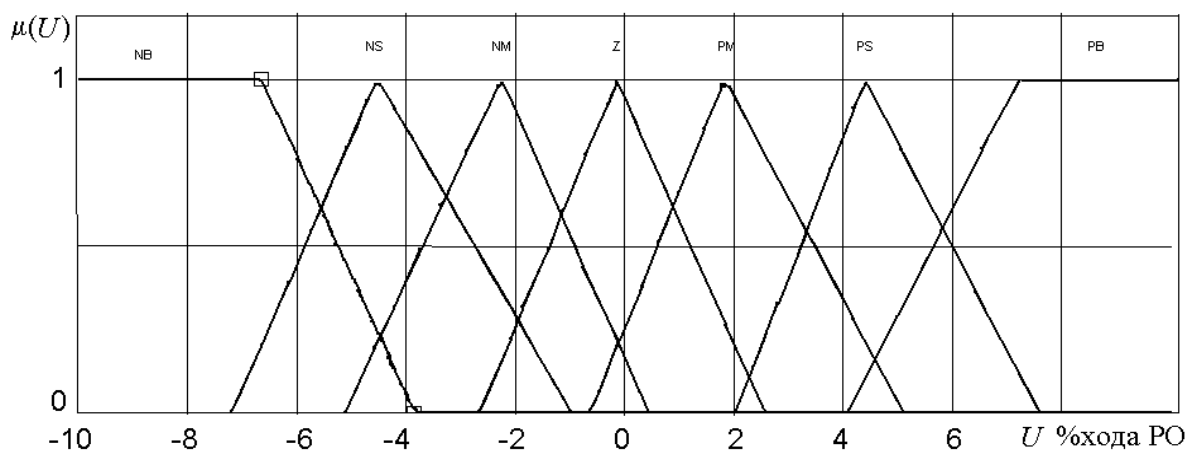


Рисунок. 7 – Функции принадлежности ЛП «управляющее воздействие»

На основе накопленной априорной информации, опыта управления технологическим процессом, методике Алиева [5], а также алгоритма Мамдани [6] были составлены продукционные правила для базы правил БП, на основе которых действует нечеткий регулятор.

Для апробации предложенной нечеткой системы регулирования и проведения анализа эффективности ее работы, по сравнению с адаптивным ПИД – регулятором, были проведены виртуальные эксперименты в среде Matlab (Simulink) (рис.8).

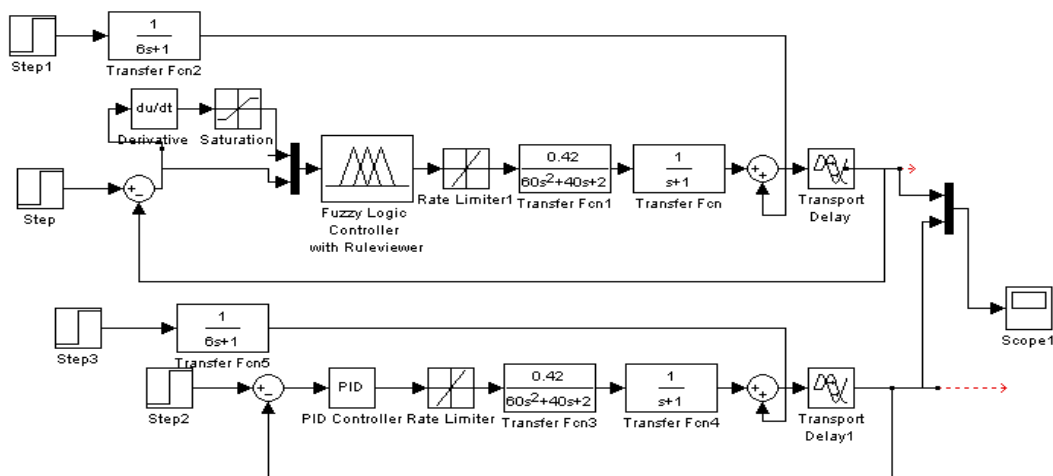


Рисунок 8 – Структурные схемы fuzzy и PID – регуляторов с объектом регулирования

Графики переходных процессов на выходе из АСР показаны на рис. 9.

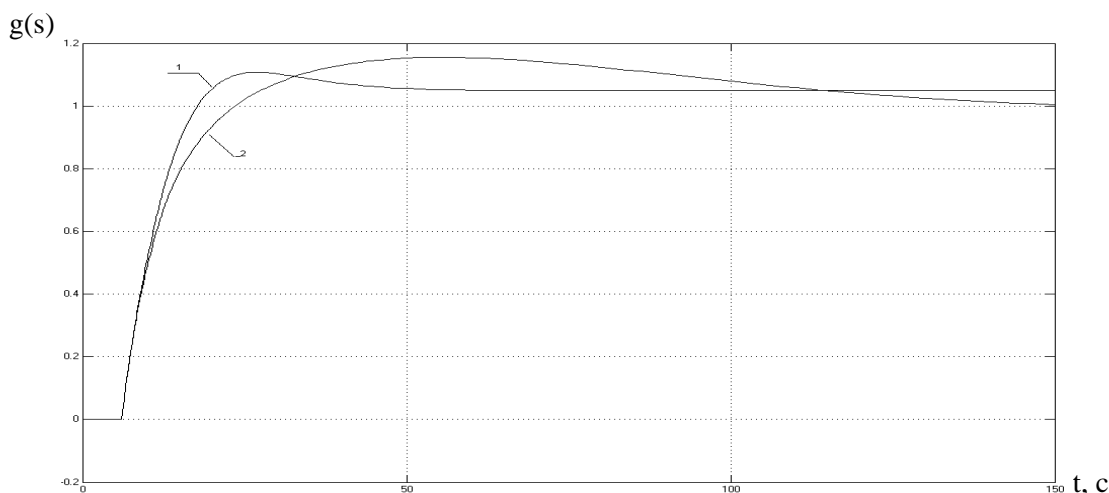


Рисунок 9 – Переходные процессы нечеткой и традиционной АСР:  
 1 – процесс нечеткой АСР; 2 – процесс адаптивной АСР с ПИД – регулятором.

### Заключение

Как демонстрируют переходные характеристики, у нечеткой АСР время регулирования  $T_p$  составляет 50 с, а у оптимального ПИД регулятора 150 с, что свидетельствует о преимуществе fuzzy – контроллера. Также, исходя из проведенных экспериментов, можно сделать вывод, что нечеткий регулятор является более универсальным для управления тепловыми объектами, в условиях часто изменяющихся значений параметров объекта. И в отличие от адаптивного ПИД – регулятора действующего по методу Зиглера-Николоса, нечеткий регулятор, демонстрируя лучшие показатели качества, не нуждается в перенастройке своего алгоритма управления.

Таким образом, использование нечетких систем регулирования является эффективным и может быть успешно применимо для автоматизации систем холодоснабжения, кондиционирования, и теплоснабжения, что может привести к повышению безопасности при эксплуатации оборудования и сбережению энергоресурсов.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Борисов, А.Н. Обработка нечеткой информации в системах принятия решений / А.Н. Борисов, А.В. Алексеев, Г.В. Меркурьева – М.: Радио и связь, 2002. – 304 с.
2. Ротач, В.Я. Автоматизация настройки систем управления / В.Я. Ротач, А.С. Клюев – М.: Энергоиздат, 1984. – 272 с.

3. Нефелов, С.В. Техника автоматического регулирования в системах вентиляции и кондиционирования воздуха / С.В. Нефелов, Ю.С. Давыдов – М.: Стройиздат. 2003. – 327 с.
4. Ковриго, Ю.М. Адаптивное управление теплоэнергетическими процессами / Ю.М. Ковриго, А.П. Мовчан // Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы. – ХНТУ. – 2007 – № 2(20) – с. 147 – 156.
5. Алиев, Р.А. Управление производством при нечеткой исходной информации / Р.А. Алиев, А.Э. Церковный, Г.А. Мамедова – М.: Энергоиздат. ,1991. – 234 с.
6. Леоненков, А.Ю. Нечеткое моделирование в среде Matlab и fuzzyTech / А.Ю. Леоненков – С. – Птб.: БХВ., 2003. – 720 с.

УДК 621.5:536.7

## RATING AND SYSTEMATIZATION OF THE REASONS FOR DAMAGES OF REFRIGERATING EQUIPMENT

### ОЦЕНКА И СИСТЕМАТИЗАЦИЯ ПРИЧИН ПОЛОМОК ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

<b>Furkalo. S.V.<sup>1</sup></b> , principal engineer <b>Danko V.P.<sup>2</sup></b> , Ph. D.	<b>Фуркало С.В.<sup>1</sup></b> , ведущий инженер <b>Данько В.П.<sup>2</sup></b> , к.т.н., доцент
1 – SC “Tander”, Krasnodar Branch, Russia, 350072, Krasnodar, Levanevskogo Str., 185 2 – Kuban State Technological University, 2, Moskovskaya street, Krasnodar, 350072	1 – АО «Тандер», РФ, 350072, г. Краснодар, ул. Леваневского, 185 2 – Кубанский государственный технологический университет, Россия, 350072, г. Краснодар, ул. Московская, 2
<b>E-mail:</b> vladislav.danko@mail.ru	

#### Abstract

The article analyzes the main causes of breakdown of refrigeration trading equipment at small trading enterprises and suggests general principles of trouble-free operation of equipment .

#### Аннотация

В статье проанализированы основные причины поломок холодильного торгового оборудования на малых предприятиях торговли и предложены общие принципы безаварийной работы оборудования.

Проблема бесперебойной работы холодильного оборудования возникает на всех предприятиях общественного питания, а также торговых объектах таких как магазины, супермаркеты и склады. Данная проблема обусловлена финансовыми потерями в связи с порчей и списанием продукции и товаров.

На крупных предприятиях решение с бесперебойной работой оборудования нашли путем установки холодильных централей, а также установкой дополнительного (резервного) оборудования. При таком решении требуются большие финансовые затраты, наличие площадей, для расположения данного оборудования, а также постоянного нахождения на объекте квалифицированного персонала для контроля за исправностью оборудования и быстрого ремонта оборудования в случае его остановки [1, 2, 3, 4].

Малые предприятия такими ресурсами не обладают, и зачастую оборудование обслуживается только во время поломки.

Основными видами холодильного торгового оборудования на малых предприятиях являются: витрины, холодильные горки, среднетемпературные бонеты, низкотемпературные бонеты, лари, холодильные шкафы [5, 6, 7, 8 ,9].

Основными поломками торгового холодильного оборудования являются:

1. Утечки хладагента;
2. Выход из строя пускового конденсатора электродвигателя компрессора и вентилятора конденсатора;
3. Межвитковое замыкание электродвигателя компрессора.



Рассмотрим причины и методы предотвращения данных поломок.

#### 4. Утечки хладагента

На холодильном торговом оборудовании данный вид поломки встречается реже чем остальные, т.к. мест потенциальных утечек в оборудовании не много. В основном утечки происходят из-за заводских браков, реже из-за внешних факторов.

К заводским бракам можно отнести утечка на паянном соединении и утечка в запененной части теплообменного оборудования связанное с качеством устанавливаемых производителем материалов. Данный вид утечек проявляет себя, в основном, после длительной эксплуатации оборудования, т.к. эти утечки являются минимальными и в большинстве случаев не ремонтпригодными.

К внешним факторам относятся утечки хладагента связанные с использованием острых предметов, при оттайке оборудования, или неаккуратного обращения с ним, что приводит к деформации составляющих оборудования.

В связи с тенденциями рынка, производители пытаются максимально удешевить конструкцию оборудования, что и приводит к увеличению количества случаев данного вида поломок. Методов предотвращения данного вида поломок, кроме аккуратного обращения с оборудованием, у потребителя нет.

#### 1. Выход из строя пускового конденсатора электродвигателя компрессора и вентилятора конденсатора

В связи с установкой на холодильное торговое оборудование более мощных компрессоров, чем на бытовые компрессоры, для плавного пуска на компрессоры холодильного торгового оборудования устанавливаются пусковые конденсаторы с различными емкостями. Также конденсаторы устанавливают на вентиляторы обдува конденсаторов для обеспечения плавного пуска и вращения. Происходит немало случаев взрыва пусковых конденсаторов, а также сгоранию компрессоров из-за эксплуатации компрессоров с неисправным пусковым конденсатором.

К потере емкости пускового конденсатора может привести несколько факторов, а именно: заводской брак, длительность эксплуатации, плохой контакт и тяжелый пуск электродвигателя.

Если на заводской брак повлиять не возможно, а сроки эксплуатации заводы изготовители не указывают, то на остальные факторы повлиять можно обычным проведением технического обслуживания оборудования, где в перечень работ обязательно должны быть включены протяжка и обжимка электроконтактов.

#### 2. Межвитковое замыкание электродвигателя компрессора

К данному виду поломки приводит либо отклонения в электроснабжении объекта, либо отсутствие технического обслуживания оборудования.

Основными причинами отклонений в электросетях могут быть: молнии, неправильные регулировки на подстанциях или чрезмерно высокое потребление напряжения потребителями. Сгорание происходит при кратковременном увеличении напряжения выше 1000В либо длительной эксплуатации электродвигателя при низком напряжении, ниже 200 В, что приводит к прогоранию клея и соприкосновению витков обмотки электродвигателя, изменению сопротивления обмотки и, как следствие, быстрый нагрев биметаллической пластины в пуско-защитном реле которое отключает компрессор. При отсутствии технического обслуживания оборудования на конденсаторе собирается пыль, паутина и т.д., что приводит к засорению конденсатора и ухудшению теплообмена. При плохом теплообмене, в конденсаторе хладагент конденсируется хуже, что приводит к повышению давления и повышенной нагрузке на компрессор после чего обмотка электродвигателя нагревается и через некоторое время компрессор сгорает.

Для минимизации количества межвитковых замыканий электродвигателей являются источники бесперебойного питания, в районах где происходят частые перепады напряжения, и регулярное техническое обслуживание оборудования.

Большинство поломок можно избежать проводя техническое обслуживание оборудования в которое войдут работы по очистке теплообменного оборудования и протяжке и обжимке электроконтактов.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гидравлика, гидро- и пневмопривод / Danko V. // Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского. Донецк, 2013.
2. Физика / Данько В.П. // Краснодар, 2017.
3. Исследование гидродинамических процессов в псевдооживленном слое теплообменных аппаратов для альтернативных систем жизнеобеспечения / Данько В.П. // Инженерная физика. 2017. № 11. С. 70-75.

4. Влияние интенсивности внешнего шума на кинетику связывания лигандов с рецепторами / Аракелян В.Б., Данько В.П., Григорян Р.П. // Известия Национальной Академии наук РА Физика. 2017. Т. 52. № 1. С. 94-101.
5. Металло-полимерные солнечные коллекторы с многоканальным абсорбером для многофункциональных энергетических систем / Дорошенко А.В., Данько В.П., Турбовец Ю.Т. // Проблемы региональной энергетики. 2012. № 2. С. 42-50.
6. Разработка и обоснование конструкции экспериментального стенда для определения коэффициентов теплоотдачи при кипении и конденсации рабочих тел, используемых в холодильной технике / Чумак І.Г., Данько В.П., Осокин В.В., Красновський І.Н. / Обладнання та технології харчових виробництв. Збірник наукових праць. 2004. № 10. С. 42-48.
7. Исследование процессов в тепломассообменных аппаратах с подвижной насадкой для солнечных многофункциональных систем / Дорошенко А.В., Васютинский С.Ю., Данько В.П., Глауберман М.А. // Физика аэродисперсных систем. 2012. № 49. С. 14-26.
8. Солнечные холодильные системы, использующие тепломассообменные аппараты с подвижной насадкой / Дорошенко А.В., Данько В.П. // Холодильная техника и технология. 2011. № 6 (134). С. 49-55.
9. Теплоиспользующие абсорбционные осушительно-испарительные системы охлаждения с использованием альтернативных источников энергии / Jamal K.H., Хасан С.И., Данько В.П. // Холодильная техника и технология. 2012. № 4 (138). С. 47-53.
10. Разработка металло-полимерных солнечных коллекторов для многофункциональных солнечных систем / Данько В.П. // Обладнання та технології харчових виробництв. Збірник наукових праць. 2012. № 29. С. 34-43.
11. Experimental researches of heat transfer in a layer moving fitting stripping contour solar systems / Danko V.P. // Обладнання та технології харчових виробництв. Збірник наукових праць. 2013. № 30. С. 31-37.

УДК 664.8/9

## RELEVANCE OF LOW-TEMPERATURE VACUUM DRYING OF BIOLOGICALLY VALUABLE RAW MATERIALS

## АКТУАЛЬНОСТЬ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ВАКУУМНОЙ СУШКИ БИОЛОГИЧЕСКИ ЦЕННОГО СЫРЬЯ

<p><b>Ermolaev V.A.</b>, Doctor of Technical Sciences, Professor  <b>Dvirny G.V.</b>, Ph.D., Associate Professor</p>	<p><b>Ермолаев В.А.</b>, доктор технических наук, профессор  <b>Двирный Г.В.</b>, кандидат технических наук, доцент</p>
<p>Plekhanov Russian University of Economics,          Russia, 117997, Moscow, Stirrup lane, 36          Siberian State University of Science and Technology.          Academician M.F. Reshetneva, Russia, 660037,          Krasnoyarsk, Prospect. Krasnoyarsk Worker, 31</p>	<p>Российский экономический университет          им. Плеханова,          Россия, 117997, г.Москва,          Стремянный пер., 36          Сибирский государственный университет          науки и технологий          им. академика М.Ф. Решетнева,          Россия, 660037, г.Красноярск, проспект им.          газеты «Красноярский рабочий», д.31</p>
<p><b>E-mail:</b> ermolaevvla@rambler.ru, dg1802@mail.ru</p>	

### Abstract

The article considers the relevance of low-temperature vacuum drying of biologically valuable raw materials (Spirulina and Chlorella). According to the results of the conducted research it is recommended that low-temperature vacuum drying of biologically active algae. Selection of temperatures for low-temperature vacuum drying of biologically valuable raw materials was carried out taking into account the duration of the drying process, organoleptic evaluation and accounting for losses of vitamins in the drying process.

### Аннотация

В статье рассмотрена актуальность низкотемпературной вакуумной сушки биологически ценного сырья (спирулины и хлореллы). Исходя из результатов проведенных исследований,

рекомендованы температуры низкотемпературной вакуумной сушки биологически-активных водорослей. Подбор температур низкотемпературной вакуумной сушки биологически ценного сырья проводили с учетом продолжительности процесса сушки, органолептической оценки и учетом потерь витаминов в процессе сушки.

### Введение

В настоящее время наблюдается тенденция постепенного расширения производства биологически-активных продуктов, в том числе так называемых суперфудов. Последние представляют особый интерес, поскольку являются источниками биологически-ценных компонентов, играющих важнейшую роль в поддержании здоровья человека. Список таких продуктов достаточно широк: ягоды годжи, спирулина, семена чиа, витграсс, хлорелла и т.д.

Для повышения сроков хранения многих биологически-активных продуктов прибегают к такому способу консервирования как сушка. При этом предпочтение отдается таким методам сушки, которые бы обеспечивали высокую степень сохранности термолабильных компонентов. В частности, прибегают к способам сушки, при которых процесс осуществляется при относительно невысокой температуре. Одним из таких методов является низкотемпературная вакуумная сушка.

### Объекты и методы исследования

Объектами исследования являются спирулина и хлорелла.

Спирулина (лат. *Arthrospira*) является уникальным продуктом, известным человечеству уже много сотен лет. Она представляет собой многоклеточную нитевидную сине-зеленую микроводоросль и относится к роду цианобактерий (сине-зелёных водорослей) класса *Cyanophyceae*.

Биологическую ценность спирулины трудно переоценить. Многочисленные клинические исследования, проведенные в ведущих медицинских учреждениях мира, показали, что комплекс веществ, входящих в состав данного природного продукта, обладает высокой функциональной активностью и проявляет самые разнообразные благоприятные свойства [1, 2]. Спирулина используется для лечения и профилактики многих заболеваний [3, 4].

По витаминному и минеральному составу указанная природная микроводоросль превосходит многие продукты животного и растительного происхождения [5]. Так, например, содержание витамина А в спирулине превышает содержание такового в сливочном масле и сыре в 400 раз, в яйцах - в 1500 раз, в твороге и огурцах - в 2500 раз, в молоке - в 10000 раз. Концентрация витаминов группы В в спирулине в 40-150 раз выше, чем в молочных и мясных продуктах. Спирулина содержит в себе также витамины Е (токоферол), С, минеральные вещества и микроэлементы: железо, магний, калий, кальций, фосфор, цинк и др. Биохимический состав сухой спирулины приведен в таблице 1 [6].

Таблица 1 - Биохимический состав сухой спирулины

Массовая доля, %		Витамины, мг/кг	
		В <sub>1</sub>	55
Белок	60-70	В <sub>2</sub>	35
Углеводы	10-15	В <sub>6</sub>	3-8
Клетчатка	2,0	В <sub>12</sub>	1,6-3,2
Липиды	6,5-8,0	Е	190
Зола	7,5-8,0	β-каротин	1100-2400
Полиненасыщенные жирные кислоты, %		Минеральные вещества, %	
Линолевая	1,1-1,4	Калий	1,4
γ-линоленовая	0,9-1,2	Кальций	0,12
Пигменты, %		Натрий	0,03
Каротиноиды	0,22-0,40	Магний	0,37
Хлорофилл	0,76-0,94	Фосфор	0,83
Фикоцианин	0,8-1,0	Железо	0,05
		Цинк	0,003

Из таблицы 1 видно, что сухая спирулина содержит большое количество белка – 60-70% - больше чем в любой другой пище. Стоит отметить, что фикоцианин, входящий в белок спирулины, является самым сильным природным иммуностимулятором.

В спирулине содержатся такие незаменимые аминокислоты как изолейцин (35-50 г/кг), лейцин (58-70 г/кг), лизин (40-55 г/кг), метионин (14-20 г/кг), фенилаланин (29-35 г/кг). Помимо этого в спирулине присутствует более 2000 ферментов, а также полный спектр питательных веществ.

Влага, содержащаяся в спирулине, обуславливает необходимость в ее сушке для продления сроков хранения. Традиционным методом сушки данной микроводоросли является атмосферная сушка. Благодаря отсутствию нагрева такой метод консервирования позволяет в наибольшей степени сохранить ценные компоненты продукта. Существенным его недостатком является высокая продолжительность процесса, что является крайне нежелательным в случае если дело касается промышленной технологии.

Наряду со спирулиной еще одной разновидностью микроводорослей, обладающей высокой пищевой и биологической ценностью, является хлорелла. Она относится к роду одноклеточных зелёных водорослей, входящих в отдел *Chlorophyta*.

Хлорелла также содержит в себе целый комплекс витаминов, белков, органических кислот и минералов. В ее сухой массе содержится около 50% белка, 30% углеводов, 10% липидов и 10% минеральных веществ [7].

Хлорелла является очень эффективным антиоксидантом, при употреблении в пищу она повышает усвояемость жиров, снижает риск развития таких заболеваний как анемия, гипертония, диабет, способствует ускорению регенерации тканей, укрепляет иммунитет и способствует выведению тяжелых металлов из организма.

В настоящее время хлорелла так же как спирулина выпускается в виде порошка и таблеток. К сожалению, исследований в области сушки и применения хлореллы в пищевых целях достаточно мало и они носят разрозненный характер. Можно предположить о том, что режимы сушки хлореллы и спирулины не должны сильно различаться из-за схожих характеристик данных продуктов.

Для проведения исследований процессов обезвоживания биологически-активного сырья был выбран метод низкотемпературной вакуумной сушки.

Схема вакуумной сушильной установки для обезвоживания пищевых продуктов приведена на рисунке 1.

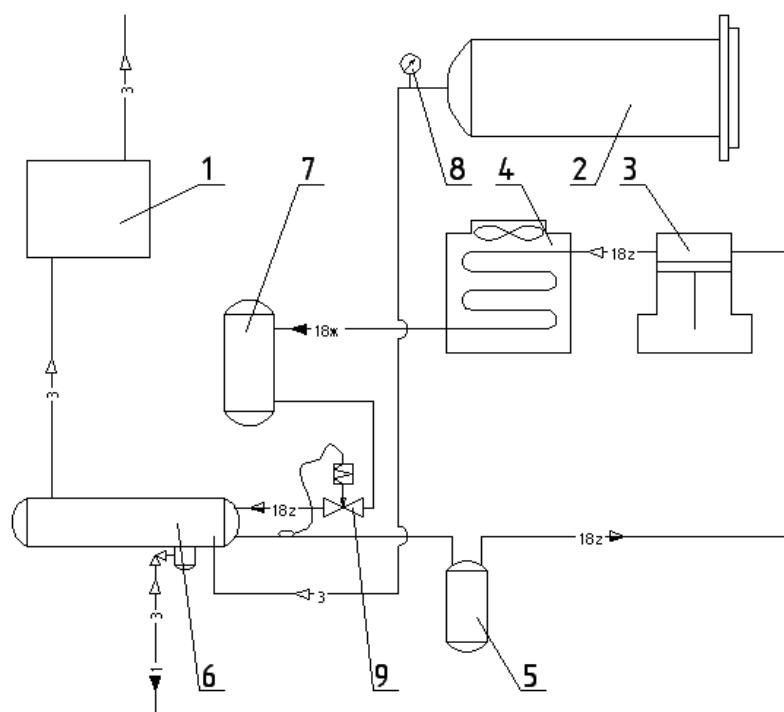


Рисунок 1 - Схема вакуумной сушильной установки: 1-насос вакуумный; 2-камера вакуумная; 3-компрессор; 4-конденсатор; 5-отделитель жидкости; 6-десублиматор; 7-ресивер; 8-вакуумметр; 9-терморегулирующий вентиль

Подвод теплоты к продукту осуществляется от двух инфракрасных ламп, размещенных в камере сверху и снизу на расстоянии около 70 мм от поддона. Мощность каждой лампы составляет 1 кВт. В камере предусмотрена возможность регулировки расстояния между инфракрасными лампами и поддоном с продуктом. Цилиндрические стенки рабочей камеры помогают фокусировать лучистый

поток от излучателей на высушиваемом продукте. Излучение от инфракрасных ламп может осуществляться как непрерывным так и импульсным способом.

Крышка стягивается к корпусу с помощью болтов, расположенных радиально по всей окружности. Камера с помощью трубопровода соединена с десублиматором, который представляет собой цилиндрическую емкость с размещенным внутри змеевиковым испарителем холодильной машины. Десублиматор необходим для вымораживания влаги, содержащейся в удаляемом воздухе с целью снижения нагрузки на вакуумное оборудование. В нижней части десублиматора имеется вентиль, который служит для разгерметизации воздушного тракта и удаления намерзшей на испарителе влаги.

### Результаты и их обсуждение

Исходное содержание влаги в спирулине и хлорелле составляло соответственно  $86,5 \pm 0,5\%$  и  $83,2 \pm 0,5\%$ .

Наиболее важным варьируемым параметром сушки являлась температура в камере. Данная характеристика является одной из наиболее важных при подборе режимов сушки [8]. Указанный параметр в различных опытах составлял 30, 40, 50 и 60°C. Остаточное давление при этом устанавливали в значении  $3 \pm 0,5$  кПа, плотность теплового потока –  $5$  кВт/м<sup>2</sup>. Толщина слоя сушки составляла 20 мм.

В ходе проведения экспериментов регистрировали изменение массы высушиваемых образцов через заданные промежутки времени. На рисунке 2 и 3 приведены графики изменения относительной массы спирулины и хлореллы в процессе вакуумной сушки при подборе температуры.

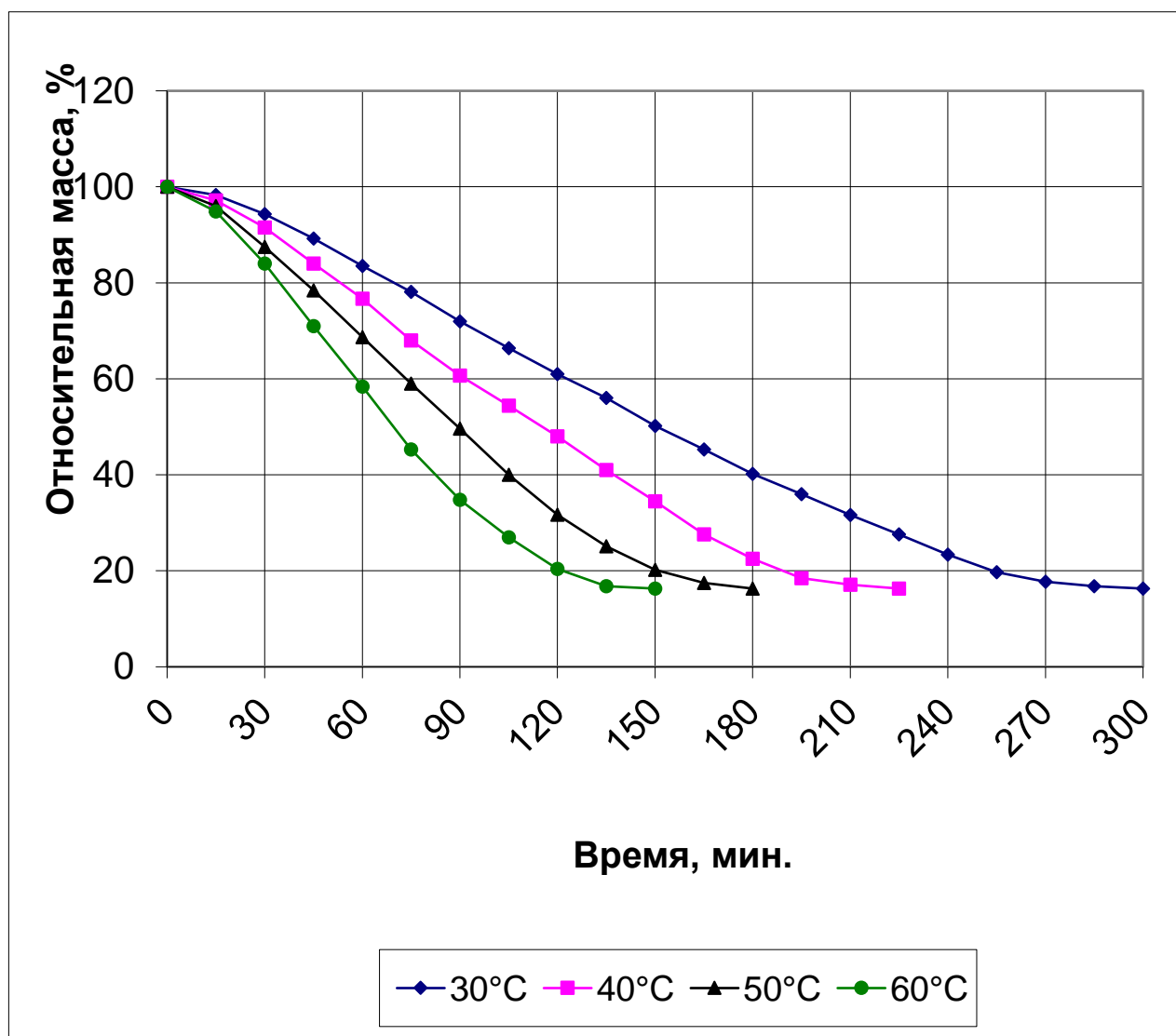


Рисунок 2 – Графики изменения относительной массы спирулины

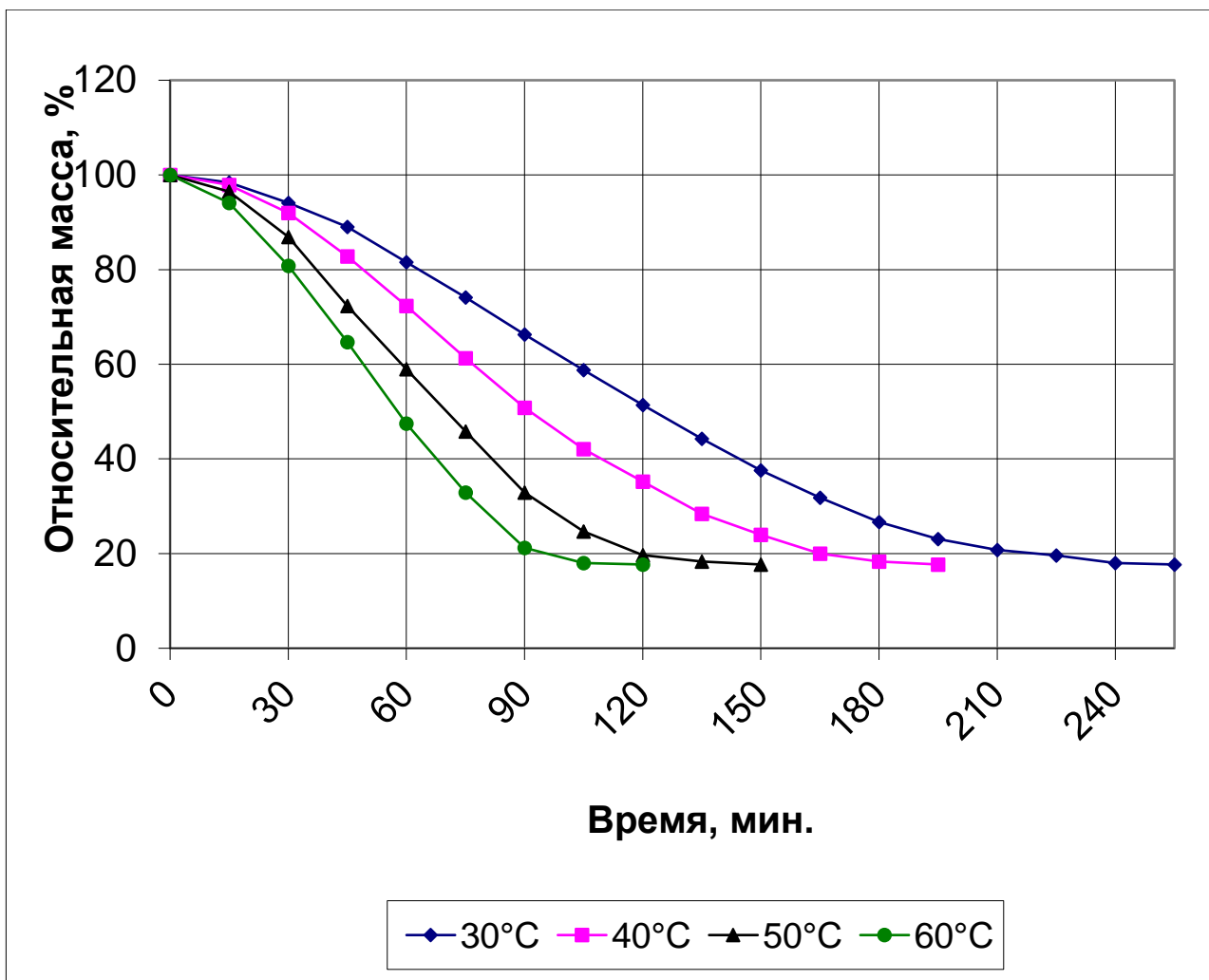


Рисунок 3 – Графики изменения относительной массы хлореллы

По графикам скорости сушки можно условно выделить 3 этапа обезвоживания. Рассмотрим это на примере спирулины.

На первом этапе в течение первых 10-15 мин установка выходит на рабочий режим. Давление в камере при этом снижается до заданного значения, а температура продукта снижается на несколько градусов, что обусловлено интенсивным испарением влаги в данный период. После выхода установки на рабочий режим включается источник подвода теплоты.

Первый этап можно охарактеризовать как этап нарастающей скорости сушки. При этом чем выше температура в камере, тем быстрее завершается данный этап, что обусловлено различной скоростью нагрева продукта до заданного уровня (рисунок 4).

Второй этап характеризуется относительно постоянной скоростью сушки. При установленной температуре нагрева 30°C второй этап начинается через 70 мин. после начала процесса сушки, а скорость изменения относительной массы на данном этапе составляет порядка 6 %/час. При повышении температуры в камере до 40°C продолжительность первого этапа сокращается на 10 мин, а скорость изменения относительной массы на втором этапе составляет 7-8 %/час.

При вакуумной сушке спирулины при температуре нагрева 50 и 60°C второй этап наступает через 40-50 мин после начала обезвоживания. При этом скорость изменения относительной массы при температурах в камере 50 и 60°C на этапе постоянной скорости сушки составляет 9-9,5%/час и 13 %/час соответственно.

Продолжительность второго этапа сушки спирулины при температурах в камере 30 и 40°C составляет соответственно 120 и 90 мин. При температурах в камере 50 и 60°C это значение было равно 40 и 30 мин. соответственно.

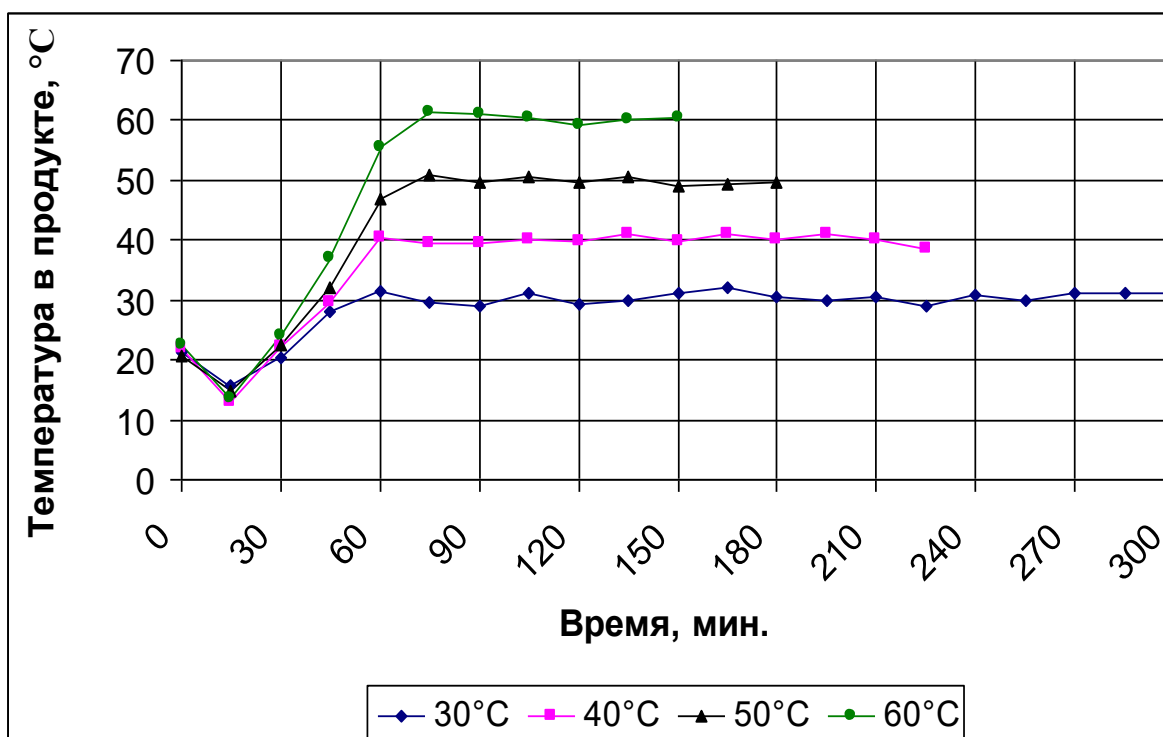


Рисунок 4 – Графики температуры в толще биомассы спирулины в процессе низкотемпературной вакуумной сушки

Далее наступает период падающей скорости сушки при котором интенсивность удаления влаги с поверхности продукта снижается. Обезвоживание осуществлялось до достижения влагосодержания порядка 5%.

Зависимость продолжительности сушки от температуры в камере носит нелинейный характер. При сушке спирулины продолжительность обезвоживания при температуре в камере 30°C составляла 300 мин. Повышение температуры в камере до 40°C влечет за собой сокращение продолжительности сушки до 230 мин, то есть в 1,3 раза. Увеличение температуры в камере до 50°C обуславливает повышение продолжительности удаления влаги еще на 45 мин. Сушка при температуре в камере 60°C характеризовалась наименьшей продолжительностью, которая составила 150 мин.

Что касается биомассы хлореллы, то ввиду меньшего влагосодержания продолжительность ее сушки была меньше, чем у спирулины в среднем на 13-20%. Наименьшая продолжительность сушки хлореллы составила 120 мин. (при температуре в камере 60°C), а наибольшая – 250 мин. (при температуре в камере 30°C).

С повышением температуры сушки наблюдается нелинейное снижение органолептической оценки сухого продукта. Наилучшие качественные показатели наблюдались при сушке с температурой в камере 30°C: для спирулины суммарная органолептическая оценка при этом составляла 44 балла из 50, для хлореллы – 45 баллов из 50. При повышении температуры до 40 и 50°C наблюдается снижение суммарной оценки на 2-3 и 5-6 баллов соответственно. Дальнейшее повышение температуры сушки влечет за собой заметное ухудшение качества обезвоженного продукта.

Температура сушки влияет не только на органолептические показатели продукта, но и на степень сохраняемости термолабильных компонентов, к числу которых относят витамины.

Лучше всего сохранялся витамин Е: даже при температуре нагрева 60°C степень его сохранности составляла 64-72%. Хуже всего сохранялся витамин С: при температуре нагрева 50 и 60°C степень его сохранности составила 20-33% и 9-16% соответственно. При этом данный витамин относительно хорошо сохранялся при температурах не более 40°C.

#### Заключение

Таким образом, исходя из результатов проведенных исследований можно рекомендовать температуру вакуумной сушки биологически-активных водорослей в 40°C. При указанной температуре нагрева продолжительность вакуумной сушки спирулины и хлореллы составляет 230 и 200 мин. Суммарная органолептическая оценка при этом равна 42 баллам из 50, а степень

сохранности витаминов составляет от 40 до 87%. В дальнейших опытах будет использоваться данный температурный режим.

### **Благодарности**

Исследования полностью были проведены из собственных средств.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Кедик С.А. Влияние спирулины и ее компонентов на иммунную систему (обзор литературы) / С.А. Кедик, Е.И. Ярцев, И.В. Сакаева, Е.С. Жаворонок, А.В. Панов // Биофармацевтический журнал. - 2011. - Т. 3. - № 3. - С. 3-10.
2. Soni R.A. Spirulina – from growth to nutritional product: a review / R.A. Soni, K. Sudhakar, R.S. Rana // Trends in Food Science & Technology. - 2017. – no. 69. - pp. 157-171.
3. Нехорошев М.В. Спирулина - перспективный источник противоопухолевых соединений / М.В. Нехорошев, Р.Г. Геворгиз, С.Н. Железнова // Российский биотерапевтический журнал. - 2018. - Т. 17. - № 5. - С. 51-52.
4. Первушкин С.В. Спирулина платенсис и диабет/ С.В. Первушкин, А.А. Сохина, В.А. Куркин, Ю.А. Подкорытов, М.О. Тархова // Человек и лекарство: тезисы докладов IV Российского национального конгресса. - 1997. - С. 99.
5. Лаксаева Е.А. Источник эссенциальных микроэлементов - фотосинтезирующий микроорганизм - спирулина / Е.А. Лаксаева, О.В. Калинкина // Материалы ежегодной научной конференции университета под общ. ред. проф. В.А.Кирюшина. Рязанский государственный медицинский университет имени академика И.П. Павлова. - 2012. - С. 315-317.
6. Мухитдинова С.З. Биохимический состав spirulina platensis и ее применение в медицине / С.З. Мухитдинова, С.Т. Топал // VIII Международная студенческая электронная научная конференция «Студенческий научный форум» - 2016. – 2016.
7. Новый справочник химика и технолога. Сырье и продукты промышленности органических и неорганических веществ. Часть II - СПб: "Мир и Семья", 2002. - 1142 с.
8. Ермолаев В.А. Разработка температурных режимов вакуумного концентрирования молока / В.А. Ермолаев, О.Н. Иваненко, М.В. Онюшев // Вестник Красноярского государственного аграрного университета. - 2016. - № 9 (120). - С. 121-127.

УДК536.2.083

## **ANALYSIS OF FOOD FREEZING METHODS**

### **АНАЛИЗ СПОСОБОВ ЗАМОРАЖИВАНИЯ ПРОДУКТОВ**

<p><b>Esengeldinov A.S.</b><sup>1a</sup>  <b>Akimov M.M.</b><sup>1b</sup>, Cand.Tech.Sc, associate professor  <b>Manulenko A.I.</b><sup>1c</sup>  <b>Baibassarova A.R.</b><sup>1d</sup>  <b>Zhumabekov A.S.</b><sup>1e</sup>  <b>Alshynova A.M.</b><sup>2</sup></p>	<p><b>Есенгельдиев А.С.</b><sup>1a</sup>  <b>Акимов М.М.</b><sup>1b</sup>, к.т.н, доцент  <b>Мануленко А.И.</b><sup>1c</sup>  <b>Байбасарова А.Р.</b><sup>1d</sup>  <b>Жумабеков А.С.</b><sup>1e</sup>  <b>Алшынова А.М.</b><sup>2</sup>, доктор PhD</p>
<p>1 – ShakarimStateUniversityofSemey,  Kazakhstan, 071411, Semey, Glinki Street, 20a  2 – Almaty Technological University  Kazakhstan, 050000, Almaty, st. Tole Bi 100</p>	<p>1 – Государственный университет имени  Шакарима г. Семей,  Казахстан,071411, Семей, улица Глинки, 20а  2 – Алматинский технологический университет  Казахстан, 050000, Алматы, ул. Толе би 100</p>
<p><b>E-mail:</b> a–abylai.iesienghieldinov@mail.ru; b – mukhamedzhan.akimov@mail.ru;  c–suvorov8214@gmail.com;d –anelya_baibassarova@mail.ru;  e–Zhumabekov_Askhat@sm.nis.edu.kz</p>	

### **Abstract**

This paper discusses various methods of freezing foods. Freezing is one of widely used ways to store food. Freezing by air, in a tiled freezer, and freezing by immersion in liquid were considered. A SWOT analysis was compiled for these methods.

### **Аннотация**



В данной работе рассматриваются различные способы замораживания продуктов. Замораживание является одним из широко распространенных способов хранения продуктов. Были рассмотрены следующие способы: замораживание воздушным методом, в плиточном морозильном аппарате и замораживание погружением в жидкость. Для данных способов составлен SWOT-анализ.

Для того, чтобы обеспечить стойкость продуктов при хранении, их замораживают. 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 и подмораживании. 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 замораживанию и храня его в этом состоянии, стремятся сохранить его питательные и вкусовые свойства [1].

Возможные способы замораживания представлены на рисунке 1 [2].



Рисунок 1 - Способы замораживания

Для данных способов был составлен SWOT-анализ[3], который представлен в таблице 1.

Таблица 1 - SWOT-анализ способов

Способы замораживания продуктов	Сильные стороны	Слабые стороны	Возможности	Угрозы
Воздушный метод [4]	простота конструкции	<b>скорость замораживания</b> зависит от размера продукта, температуры среды и скорости ее циркуляции	увеличение линейных размеров продукта незначительно изменяет оптимальную скорость воздуха (от 2 до 4 м/с)	усушка неупакованной продукции или возможная деформация упакованной продукции

Замораживание в плиточном морозильном аппарате [5]

минимальная стоимость оборудования	<b>значительно</b> повышает затраты электроэнергии на работу вентиляторов		значительное время замораживания более габаритных продуктов
------------------------------------	---------------------------------------------------------------------------	--	-------------------------------------------------------------

необходимость использования мощных вентиляторов, ограниченные размеры по длине камеры

не приводит к понижению влажности и усушке продукта

невозможность замораживания продуктов неправильной формы

экономичен

отсутствие универсальности в ассортименте замораживаемых продуктов

периодичность действия, в частности вертикально- и горизонтально-плиточных аппаратов, что не дает возможности включения таких аппаратов в поточную линию производства пищевых продуктов широкого ассортимента

интенсивность теплообмена при производстве продуктов только правильной, прямоугольной формы

жидкость не изменяет своего состояния во время замораживания продукта

необходимость применения герметичной упаковки, чтобы исключить контакт продукта с замораживаемой средой

при замораживании погружением образуется глазурь (тонкий слой льда) на поверхности продукта, что предотвращает усушку неупакованных продуктов в период хранения

из продукта выделяется сок под действием осмоса

Замораживание погружением в жидкость [6]

высокая скорость замораживания по сравнению с плиточными и воздушными скороморозильными аппаратами

при использовании в качестве охлаждающей жидкости раствора хлорида натрия может произойти избыточное проникновение соли в продукт, что сокращает качество замороженного продукта

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Замораживание. Способы замораживания // Технологии производства URL: <https://proiz-teh.ru/ohlazhdenie-razmorazhivanie4.html> (дата обращения: 02.02.2020). Способы замораживания пищевых продуктов
2. Способы замораживания пищевых продуктов // РГАУ-МСХА URL: <https://www.activestudy.info/sposoby-zamorazhivaniya-pishhevyyh-produktov/> (дата обращения: 02.02.2020).
3. Метод SWOT анализа в стратегическом управлении // URL: <http://powerbranding.ru>. (дата обращения: 02.02.2020).
4. Воздушный метод // Ксирон Холод URL: <http://www.xiron.ru/content/view/31146/28/> (дата обращения: 02.02.2020).
5. Заморозка // Холодком URL: <https://www.holodcom.ru/stati/zamorozka/> (дата обращения: 03.02.2020).
6. Плиточные морозильные аппараты // Ксирон Холод URL: <http://www.xiron.ru/content/view/31151/28/> (дата обращения: 03.02.2020).

УДК 536.2.083

## ANALYSIS OF THE THERMOPHYSICAL CHARACTERISTICS OF VARIOUS FOOD PRODUCTS

### АНАЛИЗ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАЗЛИЧНЫХ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

<p><b>Zhumabekov A.S.</b><sup>1a</sup> <b>Baibassarova A.R.</b><sup>1b</sup> <b>Stepanova O.A.</b><sup>1c</sup>, Cand. Tech. Sc., Associate Professor <b>Yermolenko M.V.</b><sup>1d</sup>, Cand. Tech. Sc., Associate Professor <b>Gradoboyev A.V.</b><sup>2e</sup>, Doct. Tech. Sc., Professor</p>	<p><b>Жумабеков А.С.</b><sup>1a</sup> <b>Байбасарова А.Р.</b><sup>1b</sup> <b>Степанова О.А.</b><sup>1c</sup>, канд.тех. наук, доцент <b>Ермоленко М.В.</b><sup>1d</sup>, канд.тех. наук, доцент <b>Градобоев А.В.</b><sup>2e</sup>, докт.тех. наук, профессор</p>
<p>1 – Shakarim State University of Semey, Kazakhstan, 071400, Semey, Glinki, 20A 2 – Tomsk Polytechnic University, Russia, 634050, Tomsk, Lenin, 30</p>	<p>1 – Государственный университет имени Шакарима г. Семей, Казахстан, 071400, Семей, ул. Глинки, 20А 2 – Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, 634050, Томск, ул. Ленина, 30</p>
<p><b>E-mail:</b> a – Zhumabekov_Askhat@sm.nis.edu.kz; b – anelya_baibassarova@mail.ru; c – aug11@mail.ru; d – tehfiz@mail.ru; e – gradoboev1@mail.ru</p>	

#### Abstract

This paper presents a qualitative analysis of the thermophysical characteristics of various food products. Food products are the complex of multi-component systems. There are number of parameters and properties, such as temperature, humidity, composition, specific heat capacity, thermal conductivity and thermal diffusivity are affected on food products. As a result of heat input and removal, various changes occur in food products, which can have both positive and negative effects. Therefore, it is very important to know a number of thermophysical characteristics of food products in order to choose the optimal processing modes and reduce the energy intensity of processes. Determination of such quantities is the main objective of thermal physics.

#### Аннотация

В данной статье представлен качественный анализ теплофизических характеристик различных пищевых продуктов. Пищевые продукты представляют собой комплекс многокомпонентных систем. Существует ряд параметров и свойств, таких как температура, влажность, состав, удельная теплоемкость, теплопроводность и температуропроводность, которые влияют на пищевые продукты. В результате подвода и отвода тепла в пищевых продуктах происходят различные изменения, которые могут иметь как положительные, так и отрицательные последствия. Поэтому очень важно знать ряд теплофизических характеристик пищевых продуктов, чтобы выбирать оптимальные

режимы обработки и снижать энергоёмкость процессов. Определение таких величин является основной задачей теплофизики.

### Introduction

Currently, the food market is full of a variety of products. You should pay attention to their quality. After all, the processes of production and storage of products are quite energy-intensive processes. In recent years, the perception of the nutritional value of potatoes as one of the main products in the human diet has changed markedly [1].

For human health, it has become extremely important not only the fullness of food, but also its preventive and detoxifying functions. The main purpose of this paper is scientific and practical justification and improvement of the methodological complex of rational design of food systems, and forecasting their quality by studying, analyzing and modeling the physical and chemical properties of products and processes of heat and mass transfer. This largely determines the current requirements for the structure of rational nutrition. It is almost impossible to meet these requirements using traditional food products, so for modern food production, both in our Republic and abroad, it is of particular importance to develop a new range of combined products of high biological value based on a combination of raw meat with various additives of plant origin. In general, the solution to this problem can be associated with an increase in the role of quick-frozen foods and semi-finished products in the diet of the population. [2].

### Methodology

To identify the factors that affect the raw materials and semi-finished products, we use data on thermal physical characteristics (TPC), namely, the specific heat capacity, the thermal conductivity coefficient and the thermal conductivity coefficient obtained during their thermal and mechanical processing [3].

In table 1, using the example of three varieties of potatoes, we will conduct a comparative analysis of the TPC and identify what is the significant spread of data on the TPC [4].

Table 1 – Thermophysical characteristics of potatoes

Sort	Humidity, W, %	Purified			Untreated			
		Thermal conductivity, $\lambda, W/m \cdot ^\circ C$	Heat capacity, $c, J/kg \cdot ^\circ C$	Thermal diffusivity, $a \cdot 10^7, s$	Thermal conductivity, $\lambda, W/m \cdot ^\circ C$	Heat capacity, $c, J/kg \cdot ^\circ C$	Thermal diffusivity, $a \cdot 10^7, s$	
Berlichingen	79,2	0,60	3500	15,3	79,3	0,65	3500	16,2
Lorch	80,0	0,58	3600	15,2	81,2	0,61	3600	16,3
Peredovik	80,1	0,62	3600	15,8	79,8	0,64	3500	16,3
Priekulskaya	81,6	0,62	3600	15,7	80,0	0,66	3600	16,7

The initial characteristics of raw materials often depend on various factors, such as humidity, temperature, chemical composition of the product, etc. vegetables have a significant spread of data on thermophysical characteristics [5, 6]. This is due to the fact that the initial moisture content of the product is different in various production cases, that is, the growing conditions, the influence of the variety, seasonality, storage conditions, etc. can be changed [1].

Examining the data in table 1, we can conclude that the specific heat capacity  $c, J/kg \cdot ^\circ C$  fresh food is almost independent of its type and is determined by the main indicator – humidity [1]. In the temperature range from 273 K to 293 K the specific heat capacity is calculated from the expression

$$c = 1340 + 28,6W \quad (1)$$

It should be noted that this formula is used when converting units of measurement from °СВК. this formula is recommended for determining the specific heat capacity of fresh potatoes, as well as other vegetables, fruits, and berries in the humidity range W from 62% to 97%.

Density of fresh products  $\rho_u, \text{kg}/\text{m}^3$  when T is from 278 K to 293 K, calculate based on and expressions:

$$\rho_u = \frac{267\,000}{267 - n} \text{ or } \rho_u = 1000 + 6,0 \cdot n \quad (2)$$

where  $n$  – dry matter content,  $\text{kg}/\text{kg}$ .

Average physical density of products  $\rho_f, \text{kg}/\text{m}^3$ , less than true and is defined as:

$$\rho_f = \rho_u \cdot (1 - \varepsilon_p) \quad (3)$$

where  $\varepsilon_p$  – degree of porosity.

The characteristics of fresh potatoes are shown in the table 2.

Table 2 – Characteristics of fresh potatoes.

Product	$n, \%$	$\rho_u, \text{kg}/\text{m}^3$	$\rho_f, \text{kg}/\text{m}^3$	$\varepsilon_p, \%$	$\rho_f, \text{kg}/\text{m}^3$
Potato	20,2	1080	650	40	-

### Results and discussion

Experimental values of the specific heat capacity of cooked vegetables was calculated using the formula:  $c = 1340 + 28.6W$  practically do not differ, so this formula is recommended to be used to determine the specific heat capacity of cooked vegetables. As the temperature of vegetables increases, their coefficient of thermal conductivity increases [7, 8]. The specific heat capacity of fresh and heated vegetables (from 273 K to 373 K) is approximately the same [9]. To do this, refer to the data in table 3.

Table 3 – Specific heat capacity of potatoes.

Degree of readiness	Humidity, W, %	Heat capacity, $c, \text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$
fresh	75	3515
cooked	80	3643

If we conduct a comparative analysis of the specific heat capacity of potatoes in fresh and cooked form, based on the data in tables 1 and 2, we can find that the equivalent coefficients of thermal conductivity and temperature conductivity of potatoes are approximately the same as in fresh root crops, since heating is not accompanied by a noticeable mass exchange. It was found that the thermal characteristics of potatoes differ with different methods of cooking. These data are presented in tables 4 and 5.

Table 4 – Thermophysical characteristics of potatoes in different cooking methods

W, %	In heated water		In boiling water		In wet saturated steam		
	$\rho, \text{kg}/\text{m}^3$	$\lambda, \text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$	$a \cdot 10^8, \text{m}^2/\text{s}$	$\lambda, \text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$	$a \cdot 10^8, \text{m}^2/\text{s}$	$\lambda, \text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$	$a \cdot 10^8, \text{m}^2/\text{s}$
77,5-80	1060-1098	0,67	17,5	0,64	16,0	0,59	15,4

Table 5 – Coefficient of thermal conductivity of potatoes

T, K	300	313	323	333	343	353	363
$a \cdot 10^8, m^2/s$	10,3	10,8	12,9	15,0	22,2	16,3	15,0

The established nature of the dependence is explained by changes in the thermal characteristics of starch during gelatinization. The values of the constants included in the formulas are given in the works of A. S. Ginzburg, M. A. Gromov, and others [5, 6].

Thermophysical characteristics of combined meat-growing minced meat at different temperature ranges are given in tables 6 and 7.

Table 6 – Thermophysical characteristics of minced meat in the temperature range from 70 °C to 15 °C [10].

Minced meat	Thermal diffusivity, $a \cdot 10^8, m^2/s$	Thermal conductivity, $\lambda, W/m \cdot K$	Heat capacity, $c, kJ/kg \cdot K$
beef	12,00	0,44	3,522
pork	11,00	0,41	3,473
pork with sauerkraut	11,5	0,42	3,497

As a result of data analysis of thermo-physical characteristics of meat and meat and cereal stuffing can be seen that with the increase of moisture diffusivity increases, and with increase of fat content is the thermal diffusivity decreases.

Table 7 – Thermophysical characteristics of meat-growing minced meat [2].

Characteristic	Dumpling “Lidiya”				Dumpling “Grigoryevskiye”			
	Temperature							
	263 K	258 K	253 K	243 K	263 K	258 K	253 K	243 K
$a \cdot 10^8, m^2/s$	24,23	34,59	36,86	52,76	26,23	35,59	38,88	54,86
$\lambda, W/m \cdot K$	0,491	0,696	0,732	1,034	0,546	0,734	0,788	1,095
$c, J/kg \cdot K$	2,027	2,013	1,989	1,962	2,084	2,065	2,028	1,998

## Conclusion

When analyzing the thermophysical characteristics of meat-growing minced meat in the area of negative temperatures, the dependence on the humidity of products is visible. The higher the humidity, the greater the value of the indicators. In addition, with a decrease in temperature, there is a decrease in heat capacity and an increase in the coefficients of thermal conductivity and thermal conductivity.

A general analysis of the data showed that the value of the thermophysical characteristics of products can reveal what conditions are necessary to preserve the properties of this product. This is especially important when developing multi-component food systems, in terms of stabilizing and improving their consumer properties.

## REFERENCES

1. Nugmanov A.Kh.-Kh. Nauchno-prakticheskie odkhody k konstruirovaniyu mnogokomponentnykh pishhevnykh sistem v tekhnologii obshchestvennogo pitaniya [Scientific and practical approaches to construct of multicomponent food systems in public catering technology]. Monografiya. – Astrakhan: Izdatel: Sorokin Roman Vasilevich, 2016. – 96 s.
2. Ermolenko M.V. Optimizatsiya rezhimov xolodil'noy obrabotki pish'nykh izdeliy s rastitel'nyimi dozvuzhivkami [Optimization of cooling processing for dumplings with vegetable additives]: dis. kand. texn. nauk: 05.18.04. – Semej, 2007. – 181 s.
3. Chubik I.A., Maslov A.M. Spravochnik poteplofizicheskikh kharakteristik pishhevnykh produktov i materialov [Handbook of thermophysical characteristics of food products and materials]. – M.: Kniga potrebovaniyu, 2012. – 185 s.
4. Aleksanyan I.Yu. Avtomati zirovannoye prognozirovaniye svoystv vslozhnykh mnogokomponentnykh produktov pitaniya pri izmenenii khalorazha [Automated prediction of properties of multicomponent complex food in

changing their energy intake] / I.Yu. Aleksanyan, L.M. Titova, A. X-X. Nugmanov, [Elektronny`jresurs]: tez. dokl. Astraxan`: Izdatel`stvo AGTU, 2014.

5. Ginzburg A.S. Gromov M.A., Krasovskaya G.I. Teplofizicheskiekarakteristikipishheykhproduktov (Spravochnik) [Thermophysical characteristics of food products (Reference)]. – M.: Agropromizdat, 1990. – 288 s.

6. Ginzburg A.S. Massovlagoobmenniyekarakteristikipishheykhproduktov [Mass exchange characteristics of food products] / A.S. Ginzburg, I.M. Savina. – Moskva: Legkayaipishhevayapromyshlennost, 1982. – 280 s.

7. Osipov A.I. Termodinamikavchera, segodnyaizavtra [Thermodynamics yesterday, today and tomorrow] // SorosovskijObrazovatel`ny`jurnal. – 1999. – № 4. – 79 s.

8. Osipov A.I., Uvarov A.V. Entropiyaieerol v nauke. Nauchno-populyarnayastatya [Entropy and its role in science. Popular science article] // Sorosovskijobrazovatel`ny`jzurnal. – 2004. – № 1. – S. 70-79.

9. Murin G.A. Teplotekhnicheskieizmereniya [Thermal measurements]. – M., Energiya, 1979. – 424 s.

10. Stepanova O.A. Razra botkapro cessate micheskojobrabortkivarenykhkolbas s rastitelnymidobavkami s uchetomkineticheskikhitermodinamicheskikhpokazateleikachestva [Development of the process of heat treatment of cooked sausages with vegetable additives taking into account the kinetic and thermodynamic quality indicators]: dis. kand. texn. nauk: 05.18.12 . - Semei, 2002. – 186 s.

УДК 621.892

## EXPERIMENTAL MEASUREMENT OF THE AVERAGE MOLAR MASS OF COMPRESSOR OILS FOR R290 REFRIGERANT

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕЙ МОЛЯРНОЙ МАССЫ КОМПРЕССОРНЫХ МАСЕЛ ДЛЯ ХЛАДАГЕНТА R290

<b>Kornievich S.G.<sup>a</sup></b> , PhD student <b>Nesterov P.S.<sup>b</sup></b> , PhD student <b>Dmitriev E.D.<sup>c</sup></b> , PhD student <b>Zhelezny V.P.<sup>d</sup></b> , Prof.	<b>Корниевич С.Г.<sup>a</sup></b> , аспирант <b>Нестеров П.С.<sup>b</sup></b> , аспирант <b>Дмитриев Е. Д.<sup>c</sup></b> , аспирант <b>Железный В.П.<sup>d</sup></b> , д.т.н., проф.
Odessa National Academy of Food Technologies, Institute of Refrigeration, Cryotechnologies and Ecoenergetics, 1/3 Dvoryanskaya Str., 65082 Odessa, Ukraine	Одесская национальная академия пищевых технологий, Институт холода, криотехнологий и экоэнергетики, Украина, г. Одесса, 65082, ул. Дворянская, 1/3
<b>E-mail:</b> a – kornievichserge13@gmail.com; b – pavvelnest@gmail.com; c – ekandrob@gmail.com; d – zheleznyv@gmail.com	

### Abstract

The results of study of the average molar mass of ProEco® RF 22 S and RENISO SP46 compressor oils, which are widely used in refrigeration systems operated with refrigerant R290 are presented in paper. Description of the experimental setup that implements the ebullioscopic method and the experiment results are described.

**Key words:** Compressor oil - Molar mass - Ebullioscopic method.

### Аннотация

В работе представлены результаты исследования средней молярной массы компрессорных масел ProEco® RF 22 S и RENISO SP46, которые широко применяются в холодильном оборудовании использующим хладагент R290. Приведено описание экспериментальной установки, реализующей эбуллиоскопический метод, и методика проведения эксперимента.

**Ключевые слова:** Компрессорное масло – Молярная масса – Эбуллиоскопический метод.

### Введение

Прогресс в решении задач теплофизического моделирования свойств реальных рабочих тел холодильного оборудования, под которыми следует понимать растворы хладагент/масло (РХМ), невозможен без информации о молярной массе применяемых компрессорных масел. В свою очередь, отсутствие данных о термодинамических свойствах и коэффициентах переноса РХМ в значительной

мере затрудняет изучение процессов теплообмена в испарителе и конденсаторе, а также разработку и реализацию мероприятий, направленных на повышение эффективности холодильного оборудования.

Вместе с тем, данных о молярной массе промышленных образцов компрессорных масел, предназначенных для применения с альтернативными хладагентами, в литературе содержится недостаточно [1 – 10].

Причин, обусловивших сложившуюся ситуацию, несколько. Во-первых, номенклатура применяемых в холодильной технике компрессорных масел чрезвычайно широка [4]. По-прежнему в практике холодильного машиностроения широко применяются минеральные масла, которые могут быть получены как продукт переработки нефти, так и за счет формирования многокомпонентных смесей углеводородов, синтезированных химическим путем. В современных компрессорах, работающих на галоидопроизводных озоноразрушающих хладагентах, используются масла на полиэфирной основе (POE) или на основе полиалкиленгликолевых соединений (PAG). Во-вторых, для улучшения отдельных эксплуатационных характеристик компрессорных масел в их состав вводят различные присадки: вязкостные, антиокислительные, противокоррозионные, противопенные, понижающие температуру застывания, улучшающие противоизносные качества, а также многофункциональные. В-третьих, состав промышленных образцов масел всегда неизвестен, поскольку он является коммерческой тайной.

Кроме того, сложность и многовариантность состава полиалкиленгликолевых, алкилбензолных, нафтеновых, парафиновых и др. масел, а также наличие в них технологических присадок, ставят под сомнение возможность разработки и использования каких-либо обобщенных корреляций, предназначенных для определения их средней молярной массы и расчета теплофизических свойств РХМ. Хотя попытки создания подобных корреляций известны.

Например, в работе [1] приведен ряд уравнений для расчета молярной массы полиэфирных масел, которые рекомендуется использовать при допущении, что указанные масла можно рассматривать как гипотетически чистые жидкости. В работе [2] для упрощения процедуры термодинамического моделирования вводится понятие “универсального” масла и предлагается модель для расчета свойств компрессорных масел независимо от их типа и состава.

В справочнике [3] приведена ограниченная информация о молярной массе компрессорных масел разного химического состава, которые предназначены для применения с хлорсодержащими и хлорфторсодержащими хладагентами. Однако сведения о маслах, хладагентах и их растворах с маслами, содержащиеся в этом справочнике, не являются достаточными, и требуют обновления с учетом тенденций перевода холодильной промышленности на альтернативные хладагенты.

#### **Объекты исследования и экспериментальная установка**

В качестве объектов исследования были рассмотрены образцы компрессорных масел ProEco® RF 22 S и RENISO SP46. Основные характеристические параметры компрессорных масел приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Основные характеристические параметры компрессорных масел

<b>Характеристические параметры</b>	<b>RENISO SP46</b>	<b>ProEco® RF 22 S</b>
Вязкость при 20°C, мм <sup>2</sup> /с	170	-
Вязкость при 40°C, мм <sup>2</sup> /с	46	22,26
Вязкость при 100°C, мм <sup>2</sup> /с	5,1	4,08
Плотность при 15°C, кг/м <sup>3</sup>	872	949
Температура вспышки, °C	175	204
Температура застывания, °C	-42	-57
Число нейтрализации, мгКОН/г	0,03	0,01
Число омыления, мгКОН/г	1,1	2,7
Содержание воды, мг/кг	<30	40

Для определения средней молекулярной массы компрессорных масел была создана экспериментальная установка, реализующая эбуллиоскопический метод [11]. Этот метод основан на измерении разности температур кипения чистого растворителя и его раствора с исследуемым веществом в рамках предположения о том, что растворы с небольшой концентрацией вещества могут рассматриваться как идеальные. Принципиальная схема установки изображена на рисунке 1.



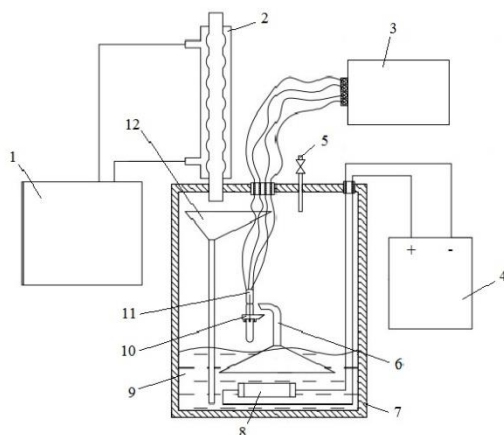


Рисунок 1 – Схема экспериментальной установки для исследования средней молярной массы компрессорных масел: 1 – термостат U-T Тур U 10; 2 – стеклянный конденсатор; 3 – мультиметр Time Electronics 50656 ½; 4 – источник постоянного тока Electronics PromTools powerSupply 30V 50A; 5-заправочная магистраль; 6 – насос Котреля; 7 – стеклянная измерительная ячейка; 8 – нагреватель; 9 – раствор бензол/масло; 10 – воронка, 11 – платиновый термометр сопротивления 50 Ом; 12 – устройство отвода конденсата бензола в кипящий раствор бензол/ компрессорное масло

Основные элементы измерительной ячейки установлены в стеклянной ячейке 7, соединенной с атмосферой через конденсатор 2. В качестве растворителя в экспериментах использовался бензол (CAS 71-43-2), который имел чистоту 99,5%. Для нагрева растворителя (бензола) до температуры кипения и поддержания необходимой температуры во время проведения эксперимента использовались нагреватель 8, размещенный внутри стеклянной ячейки и источник постоянного тока 4 Electronics PromTools powerSupply 30V 50A.

Разность температур кипения чистого растворителя (бензола) и его раствора с маслом измерялась платиновым термометром сопротивления 11. Сопротивление термометра определялось мультиметром Time Electronics 50656 ½ с абсолютной погрешностью 0.1 °С. Выполненный анализ показывает, что расширенная неопределенность определения разности температур кипения бензола и растворов бензол/ компрессорное масло не превышала 2%. Для уменьшения влияния перегрева кипящей жидкой фазы раствора бензол/компрессорное масло на показания термометра использовался насос Котреля 6. Для лучшего теплового контакта между термометром и кипящим раствором бензол/ компрессорное масло поступающим из насоса Котреля на термометре установлена воронка 10. Загрузка исследуемых образцов масел в измерительную ячейку производилась через заправочную магистраль 5. Возврат части сконденсировавшихся паров растворителя в ячейку 7 обеспечивался стеклянным конденсатором 2, через который прокачивалась вода из термостата 1, U-T Тур U 10, имеющая постоянную температуру 25 °С. Для уменьшения теплообмена с окружающей средой измерительная ячейка была изолирована слоем фтор-каучука марки СКФ-26.

#### Методика и результаты экспериментального исследования

В рамках примененного метода исследования [11] молярная масса образцов компрессорных масел рассчитывалась по формуле

$$M = \frac{K_{эб}}{(\Delta T/C)_{C \rightarrow 0}} \quad (1)$$

где  $\Delta T$  – разность температур кипения раствора и чистого растворителя, К;  $C = m_{oil}/m_{бенз}$  – отношение массы масла, содержащегося в растворе, к массе бензола;  $m_{oil}$  – масса масла, г;  $m_{бенз}$  – масса бензола, г;  $K_{эб}$  – эбуллиоскопическая константа растворителя, которая может быть рассчитана по формуле

$$K_{эб} = \frac{RT_{кип}^2 m_{бенз}}{l_{бенз}} \quad (2)$$

где  $R$  – универсальная газовая постоянная, Дж/(К·моль);  $T_{кип}$  – температура кипения бензола, К;  $m_{бенз}$  – молярная масса бензола, кг/моль;  $l_{бенз}$  – удельная теплота парообразования бензола, Дж/моль.

Измерения разности температур кипения раствора и чистого растворителя производились при различных составах раствора с целью получения зависимости комплекса  $\Delta T/C$  от концентрации  $C$ .

Поскольку эбуллиоскопическая константа сильно зависит от чистоты растворителя, при расчетах молярной массы использовалось значение  $K_{эб}$ , которое было получено по результатам тарировочного эксперимента. В качестве эталонного вещества с известной величиной молекулярной

массы был применен н-нонан (CAS 111-84-2) с чистотой 99,9 масс. %. По результатам проведенного исследования получено значение эбуллиоскопической константы бензола -  $K_{эб}=2.60$ . Это значение отличается на 1,5 % от рассчитанного по формуле (2) с использованием информации о свойствах бензола [12].

С целью подтверждения достоверности полученной информации о молярной массе компрессорных масел был проведен тарировочный эксперимент по нахождению молярной массы образцового вещества – тетралина (CAS 119-64-2) с чистотой 99,9 масс. %. Полученное в тарировочном эксперименте значение молярной массы тетралина составило 124,9г/моль, что отличается от справочных данных (132,2г/моль) на 5,6 %. С учетом чистоты используемых веществ (бензола и тетралина) приведенные отклонения экспериментальных и табличных данных можно считать приемлемыми.

Поскольку свойства реальных растворов отклоняются от законов идеальных растворов, молярную массу рассчитывали с использованием значения комплекса  $\Delta T/C$ , полученного путем экстраполяции зависимости  $\Delta T/C=f(C)$  на значение  $C$  равное нулю. Зависимость комплекса  $\Delta T/C$  от концентрации  $C$  для изученных масел представлена на рисунке 2. Полученные значения средней молярной массы масел приведены в табл. 2.

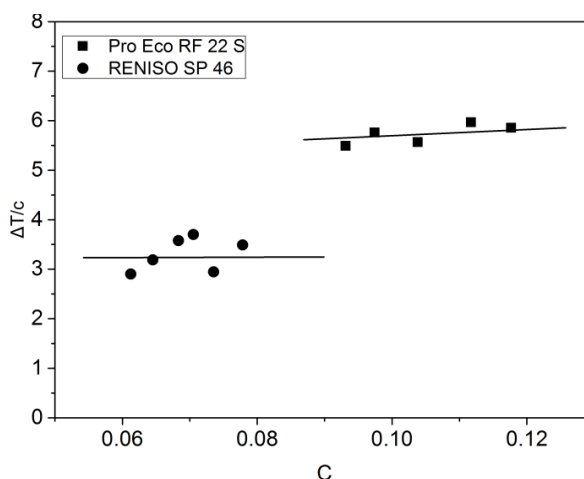


Рисунок 2 – Зависимость комплекса  $\Delta T/C$  от концентрации  $C$

Таблица 2 – Средняя молярная масса промышленных образцов компрессорных масел

Тип масла	Масло	$M_{oil}$ , г/моль
Алкил-бенольное	RENISO SP46	777,7
Полиэфирное	ProEco® RF 22 S	453,9

### Заключение

В результате проведенного исследования была получена информация о средней молярной массе двух коммерческих компрессорных масел, предлагаемых для использования в холодильном оборудовании с хладагентом R290 (пропан). Полученная экспериментальная информация будет использована авторами для расчёта термодинамических свойств реальных рабочих тел R290/RENISO SP46 R290/ ProEco® RF 22 S

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Huber M.L., Lemmon E.W., Friend D.G. Modelling bubble points of mixtures of hydrofluorocarbon refrigerants and polyolester lubricants. / Fluid Phase Equilibria. – 2002. – № 194. – P. 511–519.
2. Yokozeki A. Solubility of refrigerants in various lubricants. / International Journal of Thermophysics. – 2001. – Vol. 22. – № 4. – P. 1057–1070.
3. ASHRAE Handbook for Refrigeration, Atlanta, GA, 1998.
4. Marsh K.N., Kandil M.E. Review of thermodynamic properties of refrigerants + lubricant oils. / Fluid Phase Equilibria. – 2002. – № 199. – P. 319–334.
5. Cavestri R. Solubility, viscosity and density measurements of oil – refrigerant solutions. Part 2. Polyalkylenglikols in R134a. / ASHRAE Transactions. – 1994. – P. 231–238.

6. Takigawa K., Sandler S.I., Yokozeki A. Solubility and viscosity of refrigerant / lubricant mixtures: hydrofluorocarbon / alkylbenzene systems. / *International Journal of Refrigeration*. – 2002. – № 25. – P. 1014–1024.
7. Monsalvo M.A., Baylaucq A., Reghem P., Quiñones-Cisneros S. E., Boned C. Viscosity measurements and correlations of binary mixtures: 1, 1, 1, 2-tetrafluoroethane (HFC-134a)+tetraethylene glycol dimethylether (TEGDME). / *Fluid Phase Equilibria*. – 2005. – №233. – P. 1–8.
8. Teodorescu M., Lugo L., Fernández J. Modeling of gas solubility data for HFCs–lubricant oil binary systems by means of the srk equation of state. / *International Journal of Thermophysics*. – 2003. –Vol. 24. – № 4. – P. 1043–1060.
9. Рувинский Г.Я., Лавренченко Г.К., Канаев В.В. Разработка кубических единых уравнений состояния для описания термодинамических свойств малоизученных веществ и систем копрессорное масло–фреон./ *Теплофизические свойства веществ и материалов / ГСССД*. – 1989. – Вып 28. – С. 140–150.
10. Fleming J.S., Yan Y. The prediction of vapour–liquid equilibrium behaviour of HFC blend–oil mixtures from commonly available data. / *International Journal of Refrigeration*. – 2003. – № 26. – P. 266–274.
11. Рафиков С.Г., Павлова С.А., Твердохлебова И.И. Методы определения молекулярных весов и полидисперсности высокомолекулярных соединений. – М.: изд. академии наук СССР, 1963. – 335с.
12. <http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid>

УДК 621.57 + 620.91

## CURRENT DEVELOPMENT TRENDS OF SOLAR COOLING SYSTEMS DEVELOPMENT

## СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ГЕЛИОИСПОЛЬЗУЮЩИХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ

<b>Camara S.<sup>a</sup></b> , PhD student <b>Sulin A.B.<sup>b</sup></b> , Doct. Tech. Sc., associate professor <b>Nemchina I. O.<sup>c</sup></b> , Postgraduate	<b>Кама́ра С.<sup>а</sup></b> , аспирант <b>Сулин А.Б.<sup>б</sup></b> , док. тех. наук, доцент <b>Немчина И. О.<sup>с</sup></b> , магистрант
<b>ITMO University, Russia, 197101</b> <b>St. Petersburg, Kronverksky 49</b>	<b>Университет ИТМО, Россия, 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49</b>
<b>E-mail:</b> a – <a href="mailto:camarasoumailas@gmail.com">camarasoumailas@gmail.com</a> ; b – <a href="mailto:miconata@rambler.ru">miconata@rambler.ru</a> ; c – <a href="mailto:nemcinaira@gmail.com">nemcinaira@gmail.com</a>	

### Abstract

The paper deals with current trends in the field of cooling systems based on solar energy. Modern technologies and possible ways of solar cooling production are given. A comparison of coefficients of performance and capital costs for various solar cooling technologies are presented.

### Аннотация

В работе рассматриваются современные тренды в области систем охлаждения на основе солнечной энергии. Приводятся современные технологии и возможные пути производства солнечного охлаждения. Представлено сравнение коэффициентов преобразования и капитальных затрат для различных технологий солнечного охлаждения.

### Введение

В последние годы потребление энергии во всем мире резко возросло из-за роста населения, качества жизни и промышленной деятельности [1]. Вследствие роста спроса к комфорту в строительном секторе, например, потребляется более 32,8 % - 35,3 % от общей доступной энергии [2]. Из-за глобального спроса на энергию выбросы CO<sub>2</sub>, как ожидается, увеличатся к 2030 году почти на 60 % по сравнению с началом этого века [3, 4]. Этот растущий спрос на электроэнергию приводит к увеличению потребления первичной энергии и выбросов парниковых газов в результате производства электроэнергии из первичных источников энергии, таких как ископаемое топливо [4, 5]. По имеющимся данным в 2017 г. ископаемое топливо по-прежнему составляет 85,2 % мирового потребления первичной энергии по сравнению с 3,5 % возобновляемых источников энергии без учета гидроэнергетики [6].

Потребление энергии в стандартных холодильных системах очень велико, при этом они, как правило, работают на электроэнергии, вырабатываемой из ископаемых источников, при этом их потребление увеличивает выброс парниковых газов. Эти негативные последствия потребления энергии противоречат весьма оптимистичным амбициям, выраженным на 21-ой конференции (COP 21) [6]. Несмотря на то, что развитие энергоэффективных зданий в значительной степени способствовало снижению зависимости отопления помещений от ископаемого топлива [7] спрос на энергию для охлаждения и кондиционирования воздуха продолжает расти из-за увеличения тепловых нагрузок, изменений в архитектуре зданий, и, прежде всего, из-за увеличения спроса на внутренний комфорт [8]. Из-за последствий для холодильной промышленности решений Киотского протокола о сокращении использования некоторых хладагентов с высоким потенциалом глобального потепления возникают новые возможности для использования солнечной энергии в системах отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха и охлаждения. Учитывая, что спрос на охлаждение увеличивается с ростом интенсивности солнечного излучения, солнечное охлаждение представляется логическим решением [8, 9].

Таким образом, использование солнечной (фотоэлектрической или тепловой) энергии может внести важный вклад в достижение целей борьбы с изменением климата и для повышения энергетической безопасности, особенно в периоды пикового спроса на охлаждение и отопление соответственно летом и зимой. Среднегодовой общий потенциал ресурсов солнечной энергии составляет около  $1,6 \text{ МВт} \cdot \text{ч} \cdot \text{м}^{-2}$ , что значительно превышает общий средний спрос на энергию на единицу площади [9].

### Объекты и методы исследования

Системы преобразования солнечной энергии представляют собой семейство различных технологий с широким спектром применений. Солнечные технологии могут обеспечивать отопление, охлаждение, освещение и электроэнергию [10]. Типичная солнечная система охлаждения состоит из общей солнечной тепловой системы, состоящей из солнечных коллекторов, резервуаров для хранения тепловой энергии, блока управления, трубопроводов и насосов, а также собственно холодильной машины [11]. Эффект солнечного охлаждения может быть достигнут с помощью различных технологий. Основными системами, доступными на рынке, являются парокомпрессионные холодильные системы, работающие от солнечных батарей (фотоэлектрических панелей), и холодильные машины с тепловым приводом, работающие от солнечных коллекторов. На рисунке 1 приведена структурная схема систем охлаждения, работающие от солнечной энергии.

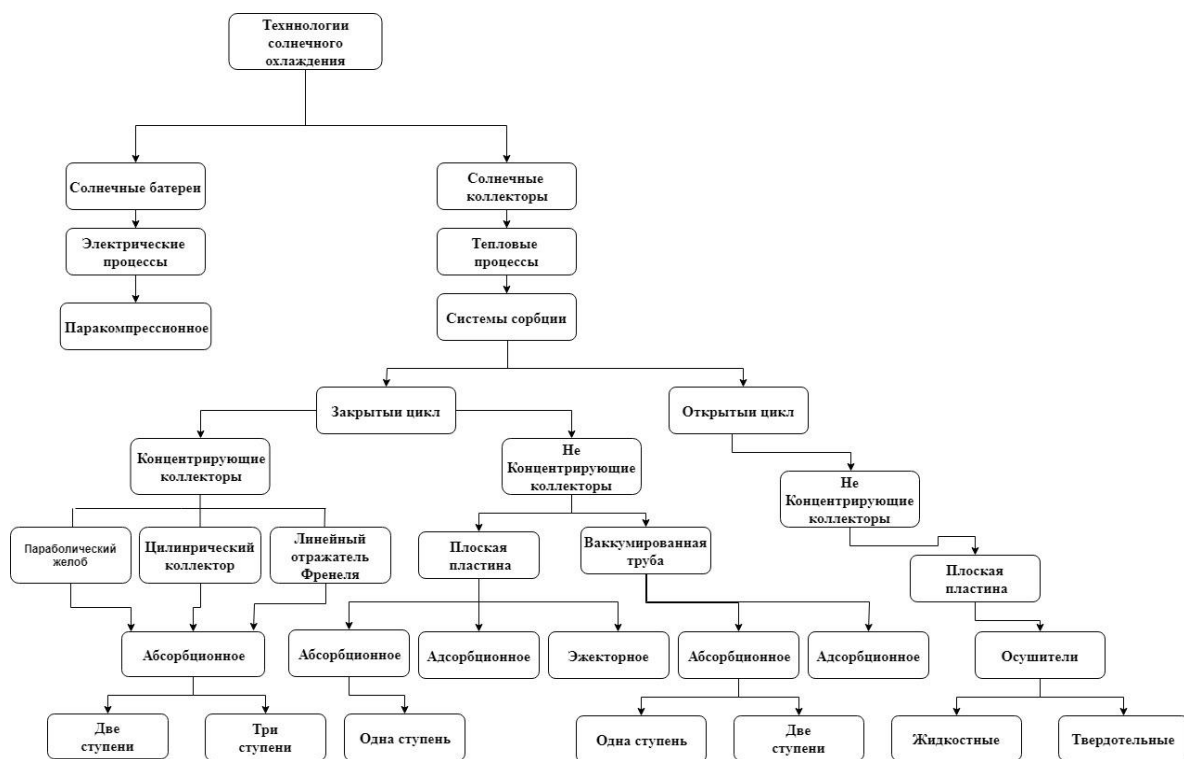


Рисунок 1 – Системы солнечного охлаждения

Кроме приведенных на рисунке 1 существуют и другие технологии солнечного охлаждения с электроприводом. такие как термоэлектрическое (эффект Пельтье), термоакустическое, магнитное охлаждение и др.

Рассмотрим системы солнечного электрического охлаждения. Электрическая солнечная система охлаждения состоит в основном из фотоэлектрических панелей и холодильной машины с электрическим приводом. Самым большим преимуществом использования солнечных панелей для охлаждения является простота конструкции. Схема такой системы приведена на рисунке 2 [12].

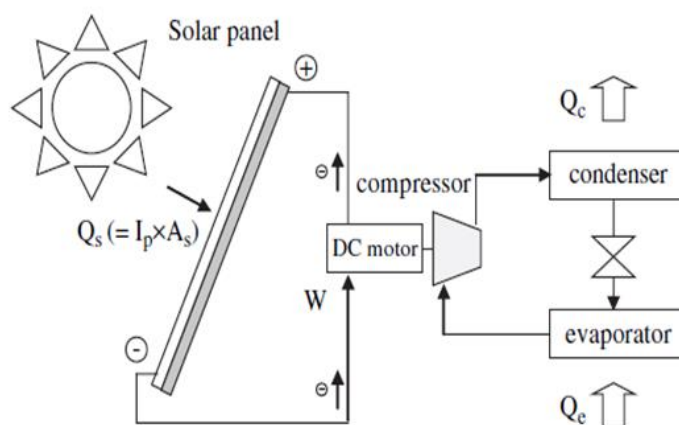


Рисунок 2 - Схема системы охлаждения с электрическим солнечным приводом

Существуют также такие технологии, как термоэлектрическое, магнитное охлаждение и термоакустическое охлаждение с электроприводом, которые являются еще одним вариантом для солнечного охлаждения [12]. В дополнение к электрическому солнечному охлаждению, стоит отметить широкое использование солнечной тепловой технологии охлаждения.

В 1970-х годах, когда мир пострадал от нефтяного кризиса, солнечное охлаждение вызвало большой интерес. Прогресс в эксплуатации солнечных тепловых панелей для получения горячей воды (ГВ) показал эффективность солнечной технологии и техническую надежность данных систем. Таким образом был проложен путь для создания более сложных систем, использующих солнечную энергию для охлаждения, отопления помещений и для получения горячей воды одновременно [12]. Солнечные тепловые системы используют солнечное тепло, а не солнечное электричество для получения эффекта охлаждения. Солнечный коллектор подает тепло «тепловому двигателю» или «тепловому насосу» в теплоиспользующей холодильной машине. Эффективность солнечного коллектора в основном определяется его рабочей температурой.

Описание различных технических решений солнечных коллекторов приведено, например, в [5, 9, 12]. Плоские пластинчатые солнечные коллекторы и вакуумные трубчатые коллекторы, которые являются наиболее распространенными типами, показаны соответственно на рисунке 3 [11].

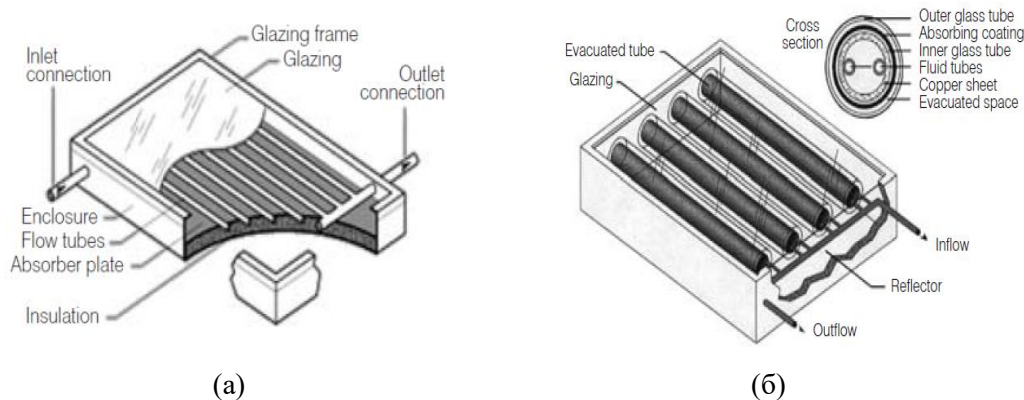


Рисунок 3 – Солнечный коллектор: а – с плоской пластиной, б – с вакуумными трубками

В целом солнечные тепловые системы охлаждения подразделяются на две группы: термомеханические системы и системы сорбции, которые также состоят из двух различных циклов (замкнутый цикл и открытый цикл).

В солнечных термомеханических системах охлаждения тепловой двигатель преобразует солнечное тепло в механическую работу, что, в свою очередь, приводит в действие механический компрессор парокомпрессионной холодильной машины. В этих системах часто используются двигатели Ренкина и Стирлинга. Схема такой системы охлаждения показана на рисунке 4 [12].

Вторым тепловым процессом солнечного охлаждения является процесс сорбции. Сорбционное охлаждение основано на физическом или химическом взаимодействии веществ друг с другом. Процессы сорбции позволяют преобразовать тепловую энергию сразу в холодильную мощность. Среди пар веществ одно вещество при более низкой температуре кипения называется сорбатом, а другое - сорбентом. Сорбат играет роль хладагента. На рисунке 5 показана схема замкнутой сорбционной системы. Аппарат, в котором происходит сорбция, называется поглотителем, а компонент, в котором происходит десорбция, - генератором.

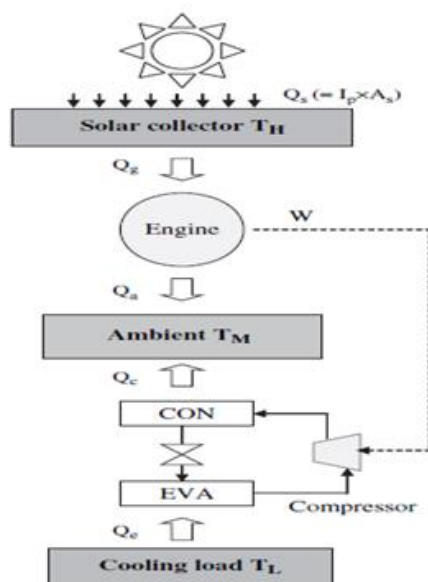


Рисунок 4 – Схема солнечной термомеханической системы охлаждения

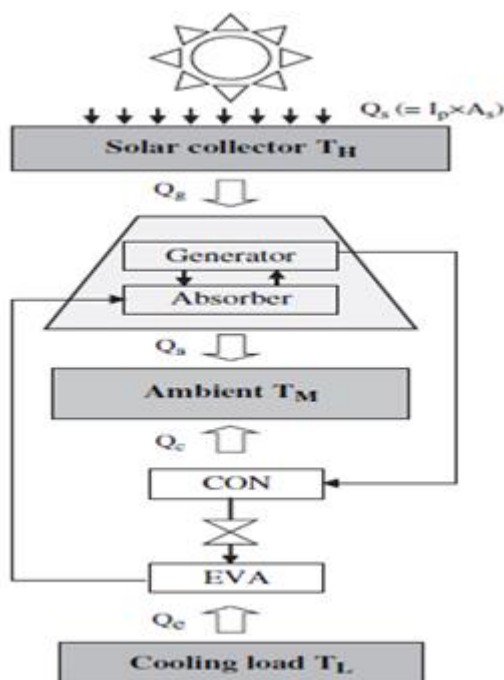


Рисунок 5 – Схема солнечной сорбционной системы охлаждения

Сорбционные системы, доступные на рынке - это системы абсорбции, адсорбции и эжекторные системы. Среди них, абсорбционные охладители считаются наиболее перспективными для использования солнечной тепловой энергии из-за их надежности и более высокой эффективности [13, 14].

Исследования показали, что в регионах с умеренным солнечным излучением (например, в большинстве стран Европы) лучшие технико-экономические показатели имеют солнечные системы охлаждения с одноступенчатой абсорбцией и адсорбцией. Многоступенчатые абсорбционные системы охлаждения с высокотемпературными коллекторами перспективны в регионах с высокой интенсивностью солнечного излучения [13, 14].

К сорбционным системам открытого цикла относятся прежде всего системы охлаждения с осушкой, использующие воду в качестве хладагента при непосредственном контакте с воздухом. Цикл охлаждения с тепловым приводом представляет собой комбинацию испарительного охлаждения и осушения воздуха сорбентом. Для этой цели могут использоваться жидкие или твердые материалы. Термин "открытый" используется для обозначения того, что хладагент удаляется из системы после обеспечения охлаждающего эффекта, а новый хладагент подается вместо него в разомкнутом контуре. Распространенная технология, используемая сегодня, использует роторные осушители, оснащенные либо силикагелем, либо хлоридом лития в качестве сорбционного материала [11]. Схема такой системы приведена на рисунке 6.

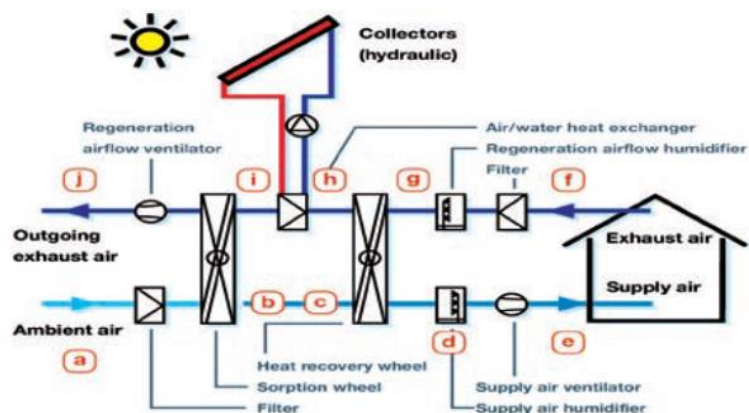


Рисунок 6 – Солнечная сорбционная система с осушением

### Результаты и их обсуждение

Солнечные системы охлаждения считаются устойчивой и экологически чистой альтернативой обычным системам охлаждения, поэтому интерес к солнечному охлаждению неуклонно растет за последние годы. На рисунке 7 приведена динамика развития технологий солнечного охлаждения в Европе и в мире согласно данным [9].

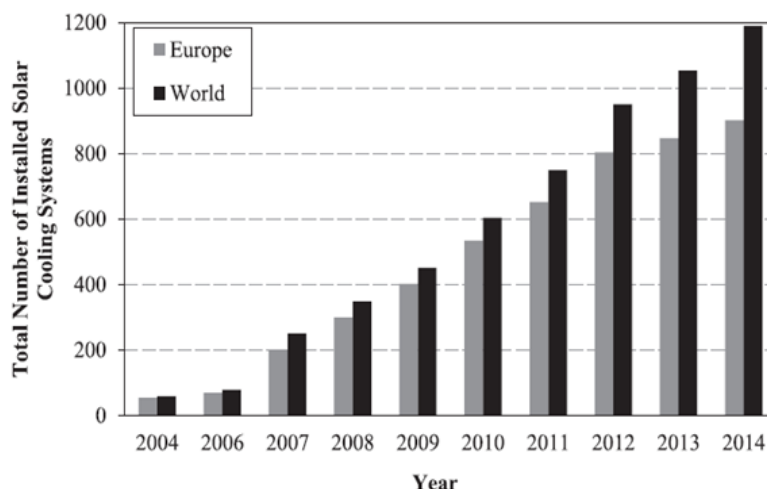


Рисунок 7 – Количество установок солнечного охлаждения

Согласно данным, приведенным в [15], солнечное охлаждение может начать вносить значительный вклад в холодильную технику после 2030 года, поскольку согласно прогнозам затраты на технологию солнечного охлаждения должны быстро снижаться, а затраты на электроэнергию должны постоянно расти. Таким образом, установленная мощность солнечного охлаждения увеличится с очень низких текущих уровней до более 1000 ГВт\*ч к 2050 году, что составляет 1,5 ЭДж в год производства солнечного охлаждения (рисунок 8). Большая часть потенциала солнечного охлаждения, очевидно, находится в теплых климатических регионах.

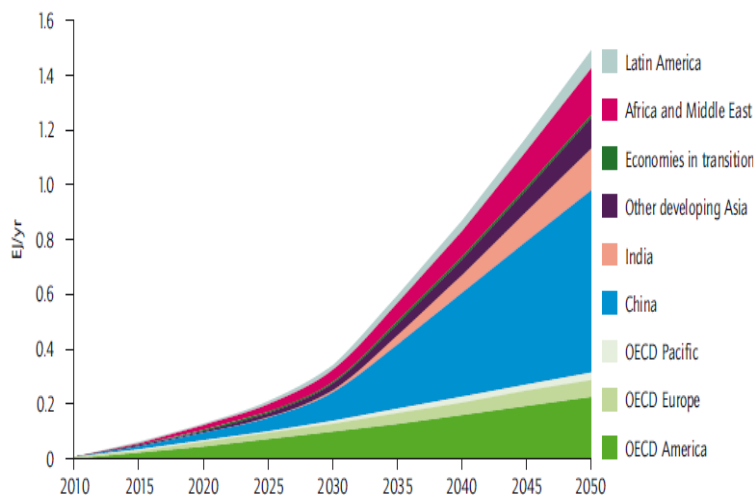


Рисунок 8 – Перспективы развития солнечного охлаждения

На региональном уровне Китай и другие развивающиеся азиатские страны к 2050 году будут иметь долю солнечной энергии около 30 % от потребностей в охлаждении. В Африке и на Ближнем Востоке в 2050 году солнечное охлаждение будет составлять до 23 % от общей конечной энергии, используемой для охлаждения. Для других регионов, таких как Латинская Америка, ожидаемые показатели более скромные, что связано с скромными показателями их экономики. В этих регионах к 2050 году солнечное охлаждение может составлять почти 16 % спроса на энергию для охлаждения [15].

Таким образом, окончательный спрос на энергию для охлаждения увеличится почти до 9 ЭДж к 2050 году, при этом солнечное охлаждение будет составлять почти 17 % от общего потребления энергии для охлаждения (рисунок 9) [15].

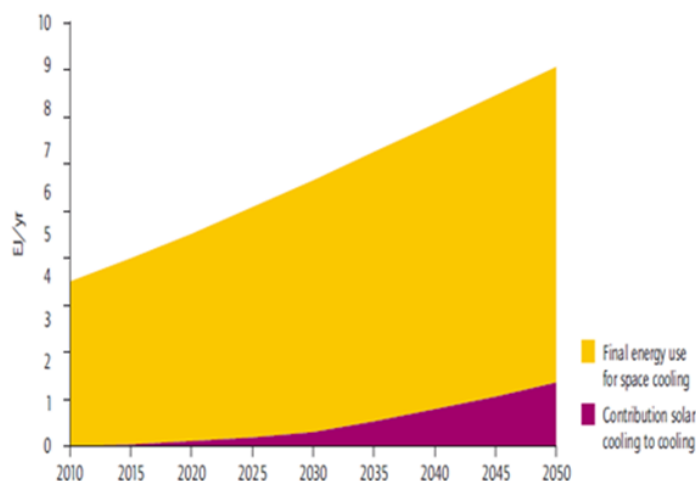


Рисунок 9 – Доля солнечной энергетике в энергопотреблении для охлаждения помещений

Сравнение коэффициентов преобразования и первоначальных затрат при различных технологиях солнечного охлаждения представлено на рисунке 10 по материалам [15]. Последние три столбца



показывают удельную стоимость фотоэлектрических солнечных панелей, удельную стоимость солнечных тепловых коллекторов, удельную стоимость двигателя и охладителя соответственно.

Следует отметить, что хотя каждая технология имеет свои положительные и отрицательные стороны, общей проблемой является высокие капитальные затраты.

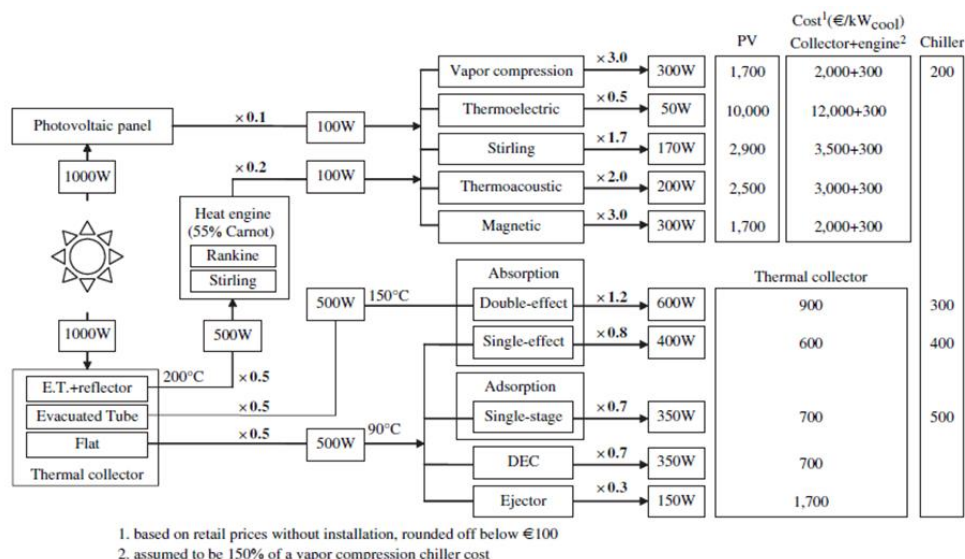


Рисунок 10 – Сравнительные данные производительности и стоимости солнечных систем охлаждения

## Заключение

Солнечные системы охлаждения являются перспективными, и многие научные исследования направлены на улучшение этих технологий с точки зрения эффективности, производительности и стоимости. Внедрение данных технологий способствует достижению целей борьбы с изменением климата путем сокращения потребления энергии от ископаемых источников, а также с позиций энергетической безопасности. Использование солнечной технологии охлаждения в сельскохозяйственных районах с жарким климатом позволит сохранить сельскохозяйственную продукцию и обеспечит решение задачи продовольственной безопасности для населения этих районов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. P. A. M. A. A. K. M. B. Javad Asadi, «Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of absorption,» ELSEVIER, 2018.
2. C. K. P. Arun Kumar NANDA, «A state of the art review of solar passive building system for heating or cooling purpose,» Highe Education Press and Springer-Verlag Berlin Heidelberg, n° %1DOI 10.107/s11708-016-0403-0, 2016.
3. Commissariat de l'Energie Atomique et aux Energies Alternatives (CEA), Memento sur l'énergie, Gif-sur-Yvette cedex, Gif-sur-Yvette cedex : Imprimé sur papier ECF, 2018.
4. Z. L. Y. J. S. L. Liming Liu, «Energetic, economic and environmental study of cooling capacity for,» ELSEVIER, 2018.
5. A. Abdul Ghafoor, «Worldwide overview of solar thermal cooling technologies,» ELSEVIER, 2014.
6. B. Petroleum, « Statistical Review of World Energy : les chiffres clés de l'énergie dans le monde,» 2018. [En ligne]. Available: <https://www.connaissancedesenergies.org/bp-statistical-review-world-energy-2018-les-chiffres-cles-de-lenergie-dans-le-monde-180614>.
7. N. Jabbour, Intégration des systèmes à absorption solaire de petites puissances aux bâtiments-approche multifonction solaire : chauffage, ECS et rafraîchissement, Lyon, 2011.
8. D. K. & C. I. Ferreira, «Solar refrigeration options – a state-of-the-art review,» Elsevier, n° %1doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.07.011, 2007.
9. R. A. T. G. L. M. S. D. W. Ali Shirazia, «Solar-powered absorption chillers: A comprehensive and critical review,» Elsevier, n° %10196-8904, 2018.
10. I. E. Agence, "Technology Roadmap- Solar Heating and Cooling," 2012.
11. D. P. C. e. al, "SOLAR COOLING: Overview and Recommendations".
12. D. K. & C. I. Ferreira, «Solar refrigeration options – a state-of-the-art review,» Elsevier, n° %1doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.07.011, 2007.

13. R. A. T. G. L. M. S. D. W. Ali Shirazia, «Solar-powered absorption chillers: A comprehensive and critical review, » Isevier, 2018.

14. F. C. A. P. Annamaria Buonmano, «Solar heating and cooling systems by absorption and adsorption chillers driven by stationary and concentrating photovoltaic/ thermal solar collectors: Modelling and simulation, » ELSEVIER, 17 Novembre 2017.

15. I. E. A. – IEA, «Technology Roadmap: Solar Heating and Cooling, » Paris, 2012.

УДК 621.576.5 620.91, 536.24, 621.576.5

## STUDYING THE PHOTOELECTRICAL CONVERTER EFFECTIVENESS TO FEED THE ELECTROLYSIS HYDROGEN GENERATORS

## ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ФОТОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ ДЛЯ ЭЛЕКТРОПИТАНИЯ ЭЛЕКТРОЛИЗНЫХ ГЕНЕРАТОРОВ ВОДОРОДА

**Solovey V.V.<sup>a</sup>**, Doct. Tech. Sc., professor

**Zipunnikov M.M.<sup>b</sup>**, Cand. Tech. Sc.

**Shevchenko A.A.<sup>c</sup>**, Chief Engineer

A. Podgorny Institute of Mechanical Engineering  
Problems of the NASU Ukraine, 61046, Kharkiv,  
vul. Pozharskogo, 2/10

**E-mail:** a - solovey@ipmach.kh.ua; b - zipunnikov\_n@ukr.net; c - shevchenko84@ukr.net

**Соловей В.В.**, докт. тех. наук, профессор

**Зипунников Н.Н.**, канд. тех. наук.

**Шевченко А.А.**, главный инженер

Институт проблем машиностроения им. А.Н.  
Подгорного НАН Украины, Украина, 61046,  
Харьков, ул. Дм. Пожарского, 2/10

### Аннотация

Рассмотрены перспективы использования возобновляемых источников энергии в общемировой энергетике. Проанализированы потенциальные возможности производства водорода с учетом солнечной инсоляции. Разработана схема подключения фотоэлектрического преобразователя к электролизеру высокого давления и определены технические характеристики основных базовых элементов автономного солнечно-энергетического комплекса.

### Abstract

The prospects of using renewable energy sources in the global energy sector are considered. The potential possibilities of hydrogen production taking into account solar insolation are analyzed. A scheme for connecting a photovoltaic converter to a high-pressure electrolyzer was developed, and technical characteristics of the basic elements of an autonomous solar-energy complex were determined.

### Введение

Развитие энергетики базируется на гипотезе эволюционного характера технологических изменений, происходящих в сфере производства, распределения и потребления энергии. Согласно прогнозу экспертов Международного энергетического агентства, развитие мирового топливно-энергетического рынка в ближайшей перспективе будет осуществляться за счет замещения ископаемых топлив (которые обеспечивают в настоящее время более 90% потребности в энергоресурсах) альтернативными топливами и возобновляемыми источниками энергии, в структуре которых важное место принадлежит водороду. Поскольку запас природных органических энергоресурсов ограничен, а в перспективе газ и нефть будут дорожать быстрее, чем уголь и ядерное топливо, следует ожидать, что даже достаточно энергоемкие способы производства водорода, такие как электролиз, могут успешно конкурировать с традиционными энергоносителями по удельной стоимости энергии. При этом экономический эффект увеличивается в случае одновременного решения как технологических, так и энергоэкологических проблем.

**Перспективы использования возобновляемых источников энергии в общемировой энергетике**

В мире наблюдается рост спроса на возобновляемые источники энергии и увеличение доли альтернативной энергетики в мировом энергетическом балансе. По данным ООН, наибольший рост наблюдается в области производства электроэнергии. В 2018 году рост возобновляемых источников энергии составляет более 4 %, и на их долю пришлось примерно четверть роста общего спроса на первичную энергию. А в области электроэнергии доля "чистых" источников выросла на 45 % [1].

Стремительный рост использования возобновляемых источников энергии объясняется, главным образом, снижением стоимости фотоэлектрической солнечной энергии и энергии ветра.

Согласно прогнозам Международного энергетического агентства в следующие пять лет доля возобновляемых источников энергии увеличится на 20%, составив в 2023 году 12,4%, а в области производства электроэнергии 70%. Лидирующие позиции будет занимать фотоэлектрическая солнечная энергия, по которой будут следовать энергия ветра, гидро- и биоэнергия [1].

New Energy Outlook 2019 (NEO 2019) - это анализ по изучению перспектив спроса и предложения энергоресурсов. Так, в нем указано, что пользование альтернативными энергетическими источниками повысится с 7% до 48% в 2050 году. Этому будет способствовать основным образом удешевление установок и уменьшение затрат на их содержание. Доля угольной промышленности, зато снизится с 37% до 12%, нефть будет фактически ликвидирована с рынка энергоносителей (рис. 1) [2].

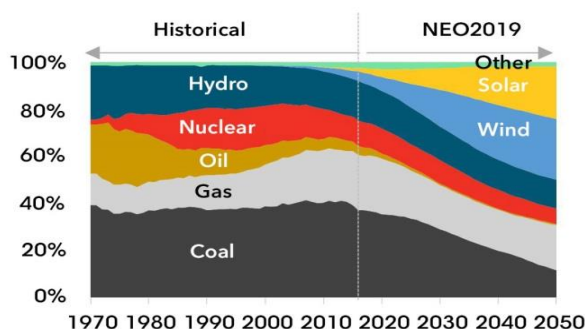


Рисунок 1 – Распределение источников энергии в общемировой энергетике до 2050 г.

К 2050 году прогнозируется полномасштабный переход на 100% возобновляемые источники энергии во всех сферах - электроэнергетическом, теплоснабжающем и транспортном секторе и секторе опреснения воды. Существующий потенциал и технологии в области возобновляемых источников энергии, включая накопление энергии, могут обеспечить надежное энергоснабжение в любое время дня и года. Экологически рациональная энергетическая система эффективнее и экономически более выгодна, чем нынешняя система, основанная преимущественно на ископаемых видах топлива и энергии. Глобальный переход на возобновляемую энергию является единственным экологически рациональным выбором для энергетического сектора.

#### Анализ возможностей хранения и преобразования солнечного электричества

Есть целый ряд технических решений, которые применяются для аккумуляции систем, работающих для всей страны, региональной энергосистемы и для сглаживания всплесков в локальных сетях до компенсации потребления отдельного домохозяйства. Степень их применимости оценивают по мощности и по времени их заряда / разряда (вернее - быстродействия по отдаче энергии и скорости поглощения ее избытка в системе). На рис. 2 показаны типовые решения, которые уже применяются в системах аккумуляции энергии и как компенсационных мощностей, способных работать совместно с возобновляемыми источниками энергии.

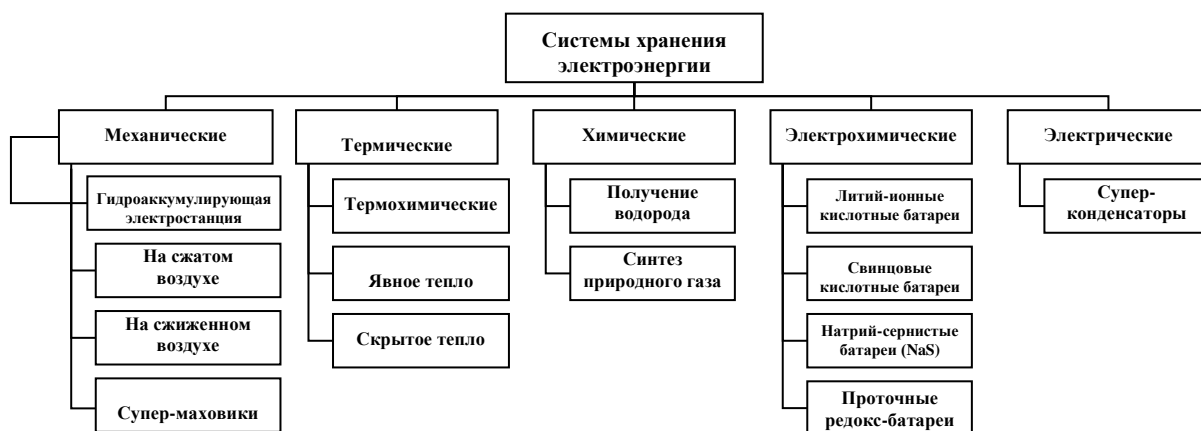


Рисунок 2 – Типы систем хранения электроэнергии с возобновляемыми источниками энергии

Системы преобразования избыточной (например, сезонной) мощности в газ (в водород или в синтезированный горючий газ, химически подобный природному газу) имеют смысл для сглаживания длительных шероховатостей электрогенерации и энергопотребления. Однако такие системы хранения, накапливая энергию в течение сезона, могут сохранять ее без ущерба в течение ряда лет, при этом способны быстро (в течение часов) "отдать" ее в общую энергосистему.

В качестве перспективных систем, обеспечивающих аккумуляцию и следующее поколение энергии, которые могут быть реализованы в кратчайшие сроки с максимальной экономической эффективностью и имеют большое значение для ряда стран, можно выделить работы, которые направлены на применение солнечной электрогенерации в инфраструктуре топливно-энергетического комплекса с использованием водородных технологий.

Электролизное оборудование нового поколения легко адаптируется к условиям эксплуатации систем, использующих возобновляемые источники энергии. Поэтому особый практический интерес представляют энерготехнологические комплексы для получения водорода в электролизерах высокого давления в установках с солнечными фотоэлектрическими преобразователями, так как в этом случае существенно упрощаются, а в некоторых случаях полностью исключаются инверторные системы, предназначенные для приведения в соответствие параметров электроэнергии, генерируемой к требованиям электропитания электролизной установки, повышает эффективность эксплуатации и снижает стоимость оборудования.

Системы хранения солнечного электричества, в частности преобразования избыточной мощности в газ (например, в водород), имеют смысл для сглаживания длительных шероховатостей солнечной электрогенерации и энергопотребления.

В процессе работы фото-электрической станции возможны три основные схемы распределения потоков мощности через регулятор заряда - в зависимости от наличия или отсутствия фотогенерации и соотношения уровня генерации и уровня потребления:

- в светлое время суток, когда мощность генерируемого превосходит мощность нагрузки. Тогда фото-электрической преобразователь питает нагрузку и заряжает аккумулятор;
- в светлое время, когда генерация небольшая и недостаточна для покрытия нагрузки, коммутационно-инверторный блок потребляет мощность как от фото-электрической преобразователь, так и от аккумуляторной батареи;
- в темное время суток, а также в дни "без солнца", электроэнергия попадает в инвертор и нагрузку от аккумуляторной батареи.

С целью исследования и усовершенствования процессов электролиза при электропитании генератора водорода от солнечного фотоэлектрического преобразователя разработана принципиальная схема гелиоводородного автономного энергетического комплекса с непосредственным питанием от электрической энергии солнечного фото-электрического преобразователя (рис. 3). Разработанные в Институте проблем машиностроения Национальной академии наук Украины безмембранные электролизные установки высокого давления обеспечивают высокую энергетическую эффективность - для получения 1 м<sup>3</sup> водорода и 0,5 м<sup>3</sup> кислорода расходуется от 3,9 кВт·ч до 4,0 кВт·ч. Кроме того, газы генерируются при высоком давлении (до 20,0 МПа), что открывает широкие перспективы их использования в безкомпрессорных системах аккумуляции водовода [3, 4].

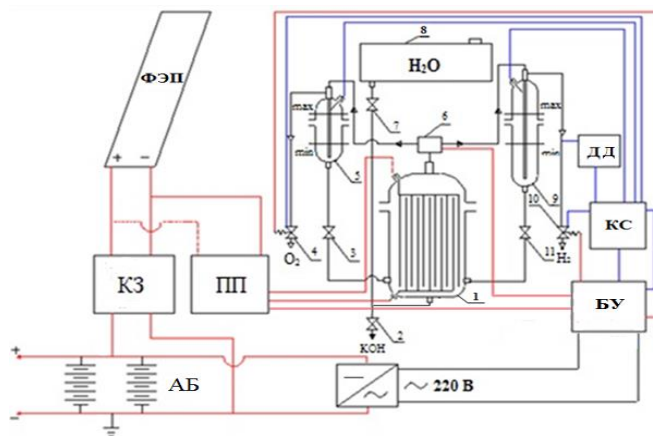


Рисунок 3 - Принципиальная схема гелиоводородного автономного энергетического комплекса: 1 - электрохимическая ячейка; 2 - кран слива электролита (КОН) с гидравлической системы электролизера; 3, 11 -

краны обратной связи кислородного и водородного сепараторов; 4 - кран с электромеханическим приводом для автоматического сброса кислорода в систему хранения; 5 - кислородный сепаратор; 6 - электромеханический переключатель газожидкостного потока; 7 - кран для заполнения гидравлической системы электролизера электролитом; 8 - технологический бак хранения  $H_2O$ ; 9 - водородный сепаратор; 10 - кран с электромеханическим приводом для автоматического сброса водорода в систему хранения; ФЭП - фотоэлектрический преобразователь; КЗ - контроллер заряда; ПП - переключатель полярности; АБ - аккумуляторная батарея; ДД - датчик давления; КС - контроллер системы; БУ - блок управления

Схематически электролизер высокого давления с электрохимически активными электродами представлен на рис. 4. Здесь электролитическая ячейка 7 выполнена в виде толстостенного сосуда высокого давления, внутри которого размещены электроды - пассивный и активный, причем последний выполнен из вещества, способного связывать кислород (на рис. не показаны). Ячейка 7 через систему электромагнитных клапанов 10, 19 связана с питающей емкостью для дистиллированной воды. В процессе работы электролитической ячейки 7 в цикле выделения кислорода газожидкостная смесь направляется через электромагнитные клапаны 15, 17 в сепаратор 2, а из него кислород через обратный клапан 11 и клапан сброса 12 на сброс. Газожидкостная смесь в цикле выделения водорода направляется в сепаратор 3 через электромагнитные клапаны 16, 18 и далее через обратный клапан 20, патрон каталитической очистки 4, холодильник 27, в ресивер 5 и потребителю.

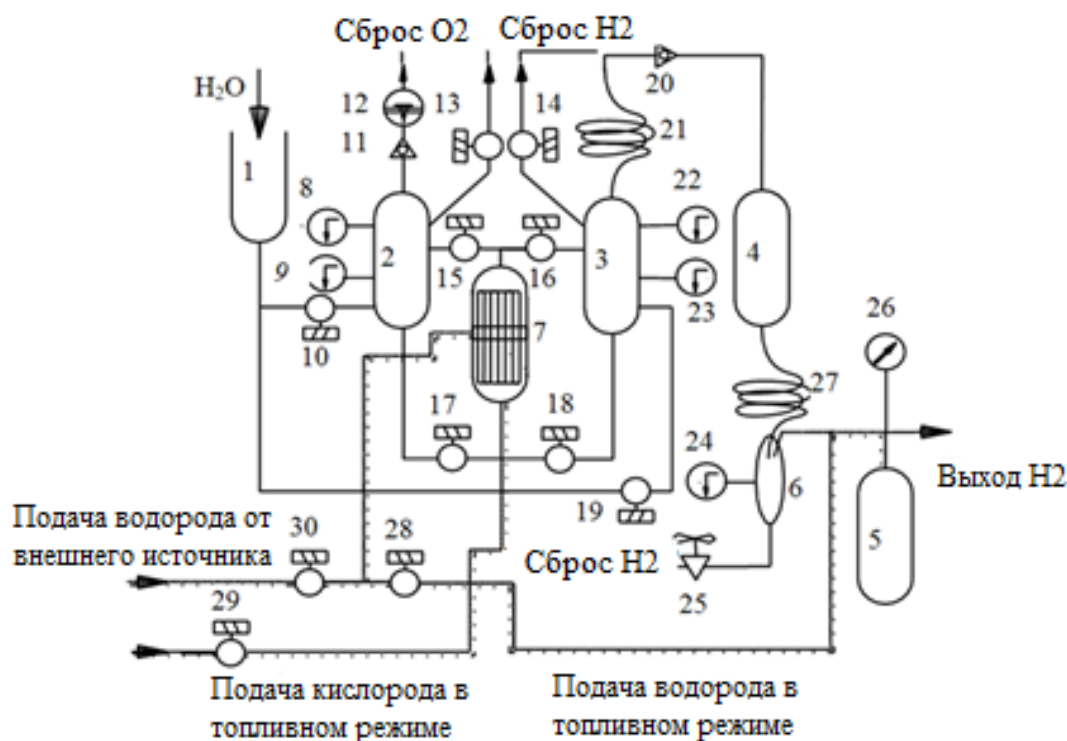


Рисунок 4 - Принципиальная схема установки с обратимой электрохимической ячейкой

Безмембранный генератор водорода высокого давления, использующий газопоглощающий электрод, позволяет эксплуатировать электрохимическую ячейку 7 в обратимом режиме (в качестве топливного элемента). Для этого должна быть применена специальная система пассивных электродов из материалов, растворяющих в себе водород. Перевод кислорода в ионную форму осуществляется активным электродом, применяемым в прямом режиме работы.

Современный уровень водородных технологий, реализуемых в частности в электрохимических установках созданных в Институте проблем машиностроения Национальной академии наук Украины, позволяет производить и накапливать водород в системах с высоким давлением, непосредственно в условиях водородных заправочных станций и использовать его для стабильного автономного энергообеспечения, а также для других технологических нужд.

#### Выводы

Анализ мировых тенденций развития гелиоэнергетики позволяет сделать вывод о том, что этот экологически чистый и возобновляемый вид энергетики в ближайшем будущем станет одним из

главных источников энергии. Но, при всех преимуществах гелиоэнергетики, ей присущ недостаток, связанный с неравномерностью выработки энергии, что обуславливает необходимость поиска рациональных технологий, обеспечивающих выработку энергии в периоды отсутствия инсоляции. Для решения этой проблемы необходимо создание систем, обеспечивающих аккумуляцию и генерацию энергии. Для исследования процессов электролиза при электропитании генератора водорода от солнечного фотоэлектрического преобразователя разработана схема его подключения к электролизеру высокого давления и определены технические характеристики основных базовых элементов автономного солнечно-энергетического комплекса. Рассмотрены основные схемы распределения потоков мощности через регулятор заряда в зависимости от наличия или отсутствия фотогенерации и соотношение уровня генерации и уровня потребления энергии.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Растет мировой спрос на возобновляемые источники энергии [Электронный ресурс] / Enkorr: официальный сайт. – 2019. – 27 августа. – Режим доступа: [http://enkorr.com.ua/a/news/Rastet\\_mirovoy\\_spros\\_na\\_vozobnovlyaemie\\_istochniki\\_energii\\_%E2%80%94OON/238045](http://enkorr.com.ua/a/news/Rastet_mirovoy_spros_na_vozobnovlyaemie_istochniki_energii_%E2%80%94OON/238045).
2. Bloomberg: У 2050 році альтернативна енергетика становитиме майже половину загальносвітової [Электронный ресурс] / Київський міський жу-рнал «Хмарочос»: офіційний сайт. – 2019. – 24 червня. – Режим доступа: <https://hmarochos.kiev.ua/2019/06/24/bloomberg-u-2050-rotsi-alternatyvna-energetyka-stanovytyme-majzhe-polovynu-zagalnosvitovoyi/>.
3. V. Solovey. Energy Effective Membrane-less Technology for High Pressure Hydrogen Electro-chemical Generation / V. Solovey, M. Zipunnikov, A. Shevchenko, I. Vorobjova, A. Kotenko // French-Ukrainian Journal of Chemistry, 2018. Vol. 6. - № 1. – P. 151 – 156.
4. Zipunnikov M.M. Formation of potassium ferrate in a membrane-less electrolysis process of water decomposition / M.M. Zipunnikov // Вопросы химии и химической технологии. – Днепр, 2019. - № 5. С. 42-47.

УДК 621.565

#### ANALYSIS OF CARBON DIOXIDE REFRIGERATING MACHINES

#### АНАЛИЗ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН НА ДИОКСИДЕ УГЛЕРОДА

<p><b>Karimov K.F.</b><sup>1a</sup>, Dr, Docent, chief of the department «Refrigerating and cryogenic technical»  <b>Agzamov F.B.</b><sup>2b</sup>, magistrant of the department «Refrigerating and cryogenic technical»</p>	<p><b>Каримов К.Ф.</b><sup>1a</sup>, д.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Холодильная и криогенная техника»  <b>Агзамов Ф.Б.</b><sup>2b</sup>, магистрант кафедры «Холодильная и криогенная техника»</p>
<p>1,2 – Tashkent state technical university, Uzbekistan, 100095, Tashkent city, University str., 2.</p>	<p>1, 2 – Ташкентский государственный технический университет, Узбекистан, 100095, г.Ташкент, улица Университетская, дом 2</p>
<p><b>E-mail:</b> a – kudrat_kf@list.ru; b – agzamovfaxridin87@gmail.com</p>	

#### Abstract

Ways to increase the efficiency of refrigerators operating on carbon dioxide are considered. Refrigeration technologies are not widespread in Central Asia and therefore, few specialists working on this refrigerant.

#### Аннотация

Рассмотрены способы повышения эффективности холодильных машин, работающих на диоксиде углерода. Холодильные технологии мало распространены в Центральной Азии и поэтому мало специалистов, работающих на этом хладагенте.

#### Введение

В химической и пищевой промышленности технология производства связана с применением искусственного холода. Из-за экологических проблем специалистов холодильной промышленности все больше привлекают хорошо известные, но забытые природные хладагенты, такие, как аммиак

(R717) и диоксид углерода (R744). Однако у аммиака есть недостатки: токсичность и взрывопожароопасность, поэтому вполне объясним повышенный интерес к R744 [1].

Рассмотрим способы совершенствования систем охлаждения на диоксиде углерода, работающих, в основном, по транскритическому циклу.

**Применение бустер-компрессоров.** Циклы холодильных машин, эксплуатирующихся на R744, могут находиться как в докритических (субкритических), так и в надкритических (транскритических) областях. Чаще всего субкритический цикл применяют при каскадной схеме холодоснабжения. Как правило, в верхней ветви каскада используют R717 или R134a, а в нижней ветви – R744 в диапазоне температур от  $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $t_0$ ) до  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $t_k$ ), что соответствует давлениям от 12 до 26,5 бар [1].

Транскритический цикл применяется в холодильных системах с бустер-компрессором на  $\text{CO}_2$  в диапазоне температур от  $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $t_0$ ) до  $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $t_k$ ), что соответствует давлениям от 12 до 90 бар [1].

Расчеты показали, что наиболее энергосберегающей является схема холодоснабжения с бустер-компрессором (транскритический цикл R744). При ее эксплуатации экономится 17 % энергии по сравнению со стандартной схемой холодоснабжения на R404A [1].

Сегодня тысячи агрегатов на R744 успешно эксплуатируются в Центральной и Северной Европе, Канаде и США, Японии, Корее и Китае. Согласно статистическим данным, в 2012 г. по схеме с бустер-компрессором на транскритическом цикле  $\text{CO}_2$ , эксплуатировался всего 1331 агрегат, а в 2013 г. – уже 2881 агрегат. В 2013 г. эксплуатировалось 1568 агрегатов, работающих по каскадной схеме холодоснабжения на ГФУ/ $\text{CO}_2$ , и 16 агрегатов – на  $\text{NH}_3/\text{CO}_2$  [1].

Как показала практика, наиболее перспективные области применения агрегатов на R744:

- магазиностроение (отношение давлений  $p_0/p_k = 26/90$  бар и  $12/90$  бар);
- холодильный транспорт ( $p_0/p^k = 12/85$  бар);
- горячее водоснабжение / тепловые насосы ( $p_0/p^k = 40/120$  бар);
- системы кондиционирования воздуха ( $p_0/p^k = 40/120$  бар).

Следует отметить, что транскритическая бустерная система наиболее эффективна в географических местностях с холодным климатом [2].

**Применение эжекторной технологии.** Применение эжектора позволяет получить максимальный эффект энергосбережения в транскритической системе на  $\text{CO}_2$ . Кроме того, это позволяет устанавливать компрессоры меньшего типоразмера, тем самым снижая первоначальные затраты. Несмотря на кажущуюся простоту и широкую известность технологии, ранее эжекторы фактически не применялись в коммерческом холоде.

В [3] предлагается эжектор для транскритических холодильных систем. Такое решение было принято по результатам многочисленных тестирований эжекторов и подтвержденной энергоэффективности технологии.

Для условий умеренного климата (средней полосы России) транскритическая система с применением эжектора обеспечивает потенциал энергосбережения 20–25% по сравнению с традиционными холодильными системами на ГФУ (например, R404A) [4].

Третьим способом совершенствования является комбинирование двух выше рассмотренных способов.

#### **Заключение**

Данный аналитический материал подготовлен в рамках НИР кафедры «Холодильная и криогенная техника» по изучению теплового насоса на  $\text{CO}_2$  и приведен сокращенно. Он будет использоваться нами в научно-исследовательских проектах, курсах повышения квалификации техников сферы охлаждения, так как в нашей стране нет опыта расчета, проектирования и эксплуатации холодильных машин на диоксиде углерода.

#### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Камзолов С.М., Bonfanti M. Применение компрессоров DORIN в  $\text{CO}_2$ -технологиях // Холодильная техника. 2014, №2. С. 28 – 31.
2. Системы охлаждения на  $\text{CO}_2$  для продовольственных магазинов розничной торговли. Проектирование транскритических и субкритических систем на  $\text{CO}_2$  и подбор необходимого оборудования, производимого компанией «Данфосс». Руководство по применению. ООО «Данфосс». 2009. 52 с.
3. Серавин А. Современные энергосберегающие решения Данфосс. Транскритическая система  $\text{CO}_2$  с эжектором. Опыт в РФ. // Презентационный материал. Danfoss. 2017.
4. Первый в России гипермаркет с транскритической системой холодоснабжения на  $\text{CO}_2$ . // Холодильная техника. 2016, №12. С. 16 – 18.

**MARAL ROOT AND ECHINACEA**

**МАРАЛИЙ КОРЕНЬ И ЭХИНАЦЕЯ**

**МАРАЛ ШӨБІ ЖӘНЕ ҚЫЗЫЛ КҮНГҮРТ**

<p><b>Kakimov A.K<sup>1</sup></b>, Doctor of Technical Sciences, Professor <b>Muratbayev A.M<sup>2</sup></b>, Doctoral student <b>Zhumadilova G.A<sup>3</sup></b>, Doctoral student <b>Dzhumazhanova M.M<sup>4</sup></b>, Doctoral student</p>	<p><b>Какимов А.К<sup>1</sup></b>, д.т.н., профессор <b>Муратбаев А.М<sup>2</sup></b>, докторант <b>Жумадилова Г.А<sup>3</sup></b>, докторант <b>Джумажанова М.М<sup>4</sup></b>, докторант</p>
<p>1 – Shakarim University Semey, Kazakhstan, 071412, Semey, Glinky 20a 2 – Shakarim University Semey, Kazakhstan, 071412, Semey, Glinky 20a 3 – Shakarim University Semey, Kazakhstan, 071412, Semey, Glinky 20a 4 – Shakarim University Semey, Kazakhstan, 071412, Semey, Glinky 20a</p>	<p>1 – Государственный университет имени Шакарима города Семей, Республика Казахстан, 071412, г. Семей, Глинки 20а 2 – Государственный университет имени Шакарима города Семей, Республика Казахстан, 071412, г. Семей, Глинки 20а 3 – Государственный университет имени Шакарима города Семей, Республика Казахстан, 071412, г. Семей, Глинки 20а 4 – Государственный университет имени Шакарима города Семей, Республика Казахстан, 071412, г. Семей, Глинки 20а</p>
<p><b>E-mail:</b> bibi.53@mail.ru<sup>1</sup>; great_mister@mail.ru<sup>2</sup>; zhumadilovaga@mail.ru<sup>3</sup>;madina.omarova.89@mail.ru<sup>4</sup></p>	

**Abstract**

The article describes medicinal plants, maral root and echinacea. Basic properties and active elements.

**Аннотация**

В статье описываются лекарственные растения: маралий корень и эхинацея. Основные свойства и действующие элементы.

**Аннотация**

Мақалада марал шөбі және қызыл күңгірт дәрілік шөптері туралы жазылған. Негізгі қасиеттері сипатталған.

Medicinal plants have long played a significant role in all areas of human life. However, starting from the 17th century, interest in herbal medicines was gradually declining; for official medicine, the approach to the isolation of pure substances and the synthesis of new, more active derivatives became a priority. But at the end of the 20th century, with the development of biochemistry, nutrition, medicine and other related sciences, the importance of drugs based on medicinal plants began to increase again. Such herbal remedies have occupied a fairly wide niche in Europe and the United States. The rapid growth of interest in herbal preparations and dietary supplements was noted in the CIS countries. Over the centuries, a wealth of experience in their use has been compiled. And today, medicinal plants are widely used in the treatment of various diseases. After all, they contain such substances, which man cannot synthesize yet. Therefore, herbs are often more effective than modern medicines. The processing products of medicinal plant materials are widely used in the manufacture of cosmetic, prophylactic and therapeutic agents [1,2].

Currently, significantly increased the need for means of general strengthening and immunostimulating action. For their production, natural components are used that, even with prolonged use, do not cause undesirable consequences in the human body. Echinacea purpurea (Echinacea Purpurea Moench) is a perennial herb. One of the healing sources, from ancient times used for medical purposes by the indigenous people of the Great Plains of the USA and the prairies of Canada. Due to the hydroxycinnamic acids and polysaccharides that make up the composition, echinacea has an immunostimulating, antimicrobial, bactericidal and anti-inflammatory effect.



Maral Root *carthamaides* perennial a herbaceous plant of the aster family, which grows in Altai, in Western and Eastern Siberia, Central Asia[3,4].

The safflower-like maral root plant is commonly used in the form of finely ground powder. It is characterized by a bitter taste, brackish resinous odor, cobweb fiber inclusions, high the level of phytoecdysteroids. The concentration of ecdysteroids is higher than in other plants up to 100 times. Small doses of maral root have a stimulating, anti-inflammatory effect and have inhibitory effect

High adaptogenic activity is a consequence of the presence of phytoecdysteroids in plants in combination with flavanoids, antioxidants and vitamins [5,6].

The chemical composition of the drug from the maral root plant is complex and contains up to 65 phytoecdysteroids, 18 vitamins, provitamins, anti-stress proteins, macro - and microelements. Maral root and Echinacea preparations do not contain toxic alkaloids, narcotic and toxic substances. The amount of heavy metals is not exceeds background level.

#### REFERENCES

1. Aksel'rud G. A., Ly`syanskij V. M. E`kstragirovanie. - L., 1974.
2. Atlas lekarstvenny`x rastenij SSSR. M.: Medicina, 1962. - 702s.
3. Ban`kovskij A.I. Ximicheskoe izuchenie nekotory`x lekarstvenny`x rastenij i razrabotka metodov polucheniya preparatov iz nix. —M.: Medicina, 1970. -385 s.
4. Bashirova R.M. Sravnitel`ny`e morfologicheskie i bioximicheskie karakteristiki Echinacea purpurea (Moench) Bashkirskoj i krasnodarskoj reprodukcii // Itogi biologicheskix issledovanij, Vy`p. 6, Ufa, 2000.-S. 36-38.
5. Bertarn G. Katzung Bazisnaya i klinicheskaya farmakologiya. T. 2. / M.- SPb.: Binom-Nevskij Dialekt, 1998.— 670 s.
6. Bioximiya rastenij, per. s angl., M., 1968, gl. 22; Zaprometov M. N., Osnovy` bioximii fenol`ny`x soedinenij M., 1974.

УДК 697:662.99

#### ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ НА ОСНОВЕ ПАРАКОМПРЕССИОННОЙ ТРАНСФОРМАЦИИ ЭНЕРГИИ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ПЕЧИ

#### HEAT SUPPLY BASED ON VAPOR COMPRESSION TRANSFORMATION OF COOLING ENERGY OF FURNACE SURFACE

**Petrash V.D.**<sup>1a</sup>, Doct. Tech. Sc., professor

**Makarov V.O.**<sup>1b</sup>, Cand. Tech. Sc.,

associative professor

**Shevchenko L.F.**<sup>1c</sup>, Cand. Tech. Sc.,

associate professor

**Chernysheva I.V.**<sup>2d</sup>, Cand. Tech. Sc.,

technical consultant

1- Odessa State Academy of Construction  
and Architecture, Ukraine, 65029, Odessa, st.

Didrichson, 4.

2- TOV "Robert Bosch Ltd", Ukraine,  
65085, Odessa, Tiraspol highway, 19

**E-mail:** a- petrash@ukr.net; b- volmak.03@gmail.com; c- bgedyx7@ukr.net; d-  
iryna.tschernyshova@ua.bosch.com

**Петраш В.Д.**<sup>1a</sup>, докт. техн. наук, профессор

**Макаров В.О.**<sup>1b</sup>, канд. техн. наук, доцент

**Шевченко Л.Ф.**<sup>1c</sup>, канд. техн. наук, доцент

**Чернышева И.В.**<sup>2d</sup>, канд. техн. наук,

консультант по техническим вопросам

1- Одесская государственная академия  
строительства и архитектуры, Украина, 65029, г.

Одесса, ул. Дидрихсона, 4.

2- ТОВ «Роберт Бош Лтд», Украина, 65085,  
Одесса, Тираспольское шоссе, 19

#### Abstract

The accuracy of the conceptual approach of the initial application of cold water as a low-grade energy source in the joint process of sub-cooling of the recycle stream, provides energy-efficient selection of heat from the surface of the furnace is confirmed based on the analytical research of the thermal-hydraulic mode of the heat pump system recuperative heat exchange cooling system for rotary furnace for industrial heating. Relevant patterns of change in the transformation coefficients, which substantiate the condition of the energy efficiency of the heat pump stabilization and practical implementation of the proposed systems are identified.

#### Аннотация

На основе аналитического исследования теплогидравлического режима теплонасосной установки рекуперативного теплообмена системы охлаждения вращающейся печи для промышлен-

ного теплоснабжения, подтверждена достоверность концептуального подхода применения исходной холодной воды в качестве низкопотенциального источника энергии в совместном процессе доохлаждения рециркуляционного потока, обеспечивающего энергоэффективный отбор теплоты с поверхности печи. Определены соответствующие закономерности изменения коэффициентов преобразования, которые обосновывают условие энергетической эффективности процесса теплонасосной стабилизации и практической реализации, предложенных систем.

### **Введение**

В производстве строительных материалов и изделий проблема повышения эффективности использования топлива является наиболее актуальной для таких энергоемких видов продукции, как цемент, керамзит, известь, керамические стеновые материалы, сборные и монолитные железобетонные конструкции и т.д. На их производство ежегодно расходуется более 50% всех топливно-энергетических ресурсов, потребляемых в этой отрасли. В частности, в наиболее энергоемких печах производства вяжущих и стеновых материалов коэффициент использования топлива в 2-3 раза меньше, чем в генераторах традиционного теплоснабжения. Потери теплоты в окружающую среду с боковой поверхности, обычно не укрытой печи, достигают 6-7 кВт/м<sup>2</sup>. При этом эффективность сжигания топлива в таких агрегатах не превышает 40% , а потери теплоты с боковой поверхности достигают 10-30% его общего расхода. В условиях дефицита и высокой стоимости тепловой энергии в Украине актуальным является снижение расхода первичного топлива в технологических процессах, а также повышение эффективности отбора, преобразования и использования энергии для промышленного и коммунально-бытового теплоснабжения.

Перспективным представляется направление применения теплонасосных технологий для энергосбережения в процессах производства строительных материалов во вращающихся печах с утилизацией низкотемпературных газоздушных потоков [1-3]. Логично, что минимизация теплоты термотрансформаторной компоненты в общем энергетическом потоке должна быть доминирующей в системах энергосбережения на этой основе.

Поэтому проблема дальнейшего развития научно-технических принципов повышения эффективности использования энергии первичного топлива со стабилизацией процессов охлаждения поверхности печи, преобразования и потребления теплоты системами теплоснабжения [4,5] строительно-технологических комплексов является актуальной.

### **Объект и метод исследования**

Схема разработанной системы [1,2] представлена на рис. 1, в которой контур воздушного охлаждения состоит из укрытия печи 1, калорифера 2 и вентилятора 3 последовательно соединены рециркуляционным воздуховодом. В спаренном канале укрытия печи обеспечивается регулируемое струйное воздействие воздушного потока с постоянным расходом при неизменном перепаде температур теплоносителя в условиях переменной температуры наружного воздуха в течение года. После охлаждения поверхности печи горячий воздух поступает в теплообменник 2, где нагревает воду. Затем охлажденный рециркуляционный поток вновь поступает в укрытие печи.

Исходная вода из питьевого водопровода с начальной температурой  $t_{хв}$ , которая в разные периоды года имеет различную температуру (5-25 °С), с помощью насоса 8 проходит через испарительный теплообменник 5', охлаждается до температуры 2-5 °С. Это позволяет стабилизировать температуру исходного воздушного потока для охлаждения печи, после чего она поступает в калорифер 2. Конденсатором служит теплообменник 4, где происходит нагрев воды в процессе конденсации рабочего тела, а испарителями являются теплообменники 5, 5', где осуществляется отбор теплоты от кипящего фреона. Они параллельно соединены между собой и последовательно соединены по межтрубному пространству трубопроводом с дроссельным вентилем ДВ и компрессором 6 с внешним приводом.

Для повышения эффективности работы от исходной воды в теплообменнике-испарителе 5 отбирается теплота с последующей передачей её в конденсаторе 4 тому же потоку на пути к баку-аккумулятору 7. Следовательно, охлажденная часть рециркуляционного и исходного потока воды обеспечивают возможность достаточно глубокого и постоянного во времени охлаждения циркулирующего воздуха.

Стабилизация охлаждения печи в течение года исключает перегрев её конструктивных слоёв, повышается стойкость и срок службы футеровки, а также качество производимой продукции. При этом утилизируемая теплота в предложенной системе может быть эффективно использована для теплотехнологического и промышленного теплоснабжения.

Общий энергетический поток, затрачиваемый в процессе нагрева воды в рассматриваемой термотрансформаторной системе может быть представлен в виде

$$Q = Q_{\Pi} + N = Q_{PT2} + Q_K - Q_{И1} - Q_{И2}, \quad (1)$$

где  $Q_{\Pi}$  – тепловой поток, воспринятый с охлаждаемой поверхности вращающейся печи, Вт;

$N$  – приводная мощность компрессора, Вт;  $Q_{PT2}$  – воспринятая теплота утилизации в рекуперативном теплообменнике PT2, Вт;  $Q_K$  – тепловой поток, воспринятый в конденсаторе термотрансформаторного контура, Вт;  $Q_{И1}$ ,  $Q_{И2}$  – утилизируемый тепловой поток в испарителях И1, И2 термотрансформаторного контура, соответственно, Вт.

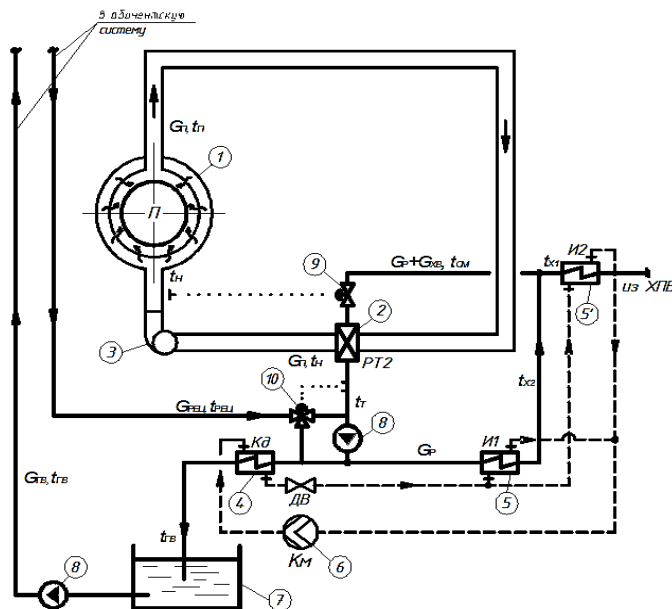


Рисунок. 1. Система теплоснабжения на основе термотрансформированной энергии стабилизирующего охлаждения вращающейся печи и низкопотенциальных источников:

1 – укрытие печи; 2 – калорифер; 3 – вентилятор; 4 – конденсатор; 5, 5' – испарители; 6 – компрессор; 7 – бак-аккумулятор; 8 – насосы; 9 – температурный регулятор расхода теплоносителя; 10 – трехходовой регулятор расхода.

Приводная мощность компрессора представляется в виде  $N = Q_K - (Q_{И1} + Q_{И2})$ . Исходя из определения действительного коэффициента преобразования, а также соотношения тепловых потоков следует, что

$$\varphi = \frac{1}{\frac{Q_K - (Q_{И1} + Q_{И2})}{Q_K}} = \frac{1}{1 - \frac{(Q_{И1} + Q_{И2})}{Q_K}}. \quad (2)$$

Энергия охлаждения исходного и рециркуляционного водных потоков в испарителях №1, №2 представляется как

$$Q_{И1} + Q_{И2} = G_{XB} \cdot c_B \cdot \left[ x \cdot \left( \frac{x \cdot t_{X2} + t_{X1}}{(1+x)} + \frac{G_{\Pi} \cdot c_{\Pi} \cdot (t_{\Pi} - t_H)}{(1+x) \cdot G_{XB} \cdot c_B} - t_{X2} \right) + (t_{XB} - t_{X1}) \right], \quad (3)$$

где  $G_P$  – расход рециркуляционного потока нагретой воды, проходящего через испаритель И1, кг/с, при этом  $G_P = x \cdot G_{XB}$ ,  $G_{XB}$  – расход исходной холодной воды, кг/с;  $t_T$  – температура воды после рекуперативного теплообменника PT2, °С;  $t_{X1}$  – температура воды после испарителя И2, °С;  $t_{X2}$  – температура воды после испарителя И1, °С;  $t_{XB}$  – температура исходной холодной воды, °С;  $c_B$  – средняя теплоемкость воды, Дж/(кг · °С);  $G_{\Pi}$  – расход газовойоздушной среды в циркуляционном контуре, кг/с;  $t_{\Pi}$  – температура газовойоздушной среды после укрытия печи, °С;  $t_H$  – начальная температура газовойоздушной среды на входе в укрытие печи, °С;  $c_{\Pi}$  – средняя теплоемкость газовойоздушной среды, Дж/(кг · °С).

Тепловой поток нагрева исходной воды и рециркуляционной части теплоносителя в системе горячего водоснабжения в конденсаторе при  $G_{ГВ} = \beta \cdot G_{XB}$ ,  $G_{РЕЦ} = \mu \cdot G_{ГВ}$ , определяется следующим алгоритмом

$$Q_K = G_{XB} c_B \left[ \left( t_{ГВ} - \frac{x \cdot t_{X2} + t_{X1}}{(1+x)} - \frac{G_{П} c_{П} (t_{П} - t_{Н})}{(1+x) G_{XB} c_B} \right) + \mu \beta (t_{ГВ} - t_{РЕЦ}) \right]. \quad (4)$$

Таким образом, коэффициент преобразования в работе анализируемой системы, учитывающий исходные условия и режимные параметры абонентской системы окончательно представляется уравнением следующего вида

$$\phi = \frac{1}{x \cdot \left( \frac{x \cdot t_{X2} + t_{X1}}{(1+x)} + \frac{G_{П} \cdot c_{П} \cdot (t_{П} - t_{Н})}{(1+x) \cdot G_{XB} \cdot c_B} \right) + (t_{XB} - t_{X1}) + \left( t_{ГВ} - \frac{x \cdot t_{X2} + t_{X1}}{(1+x)} - \frac{G_{П} \cdot c_{П} \cdot (t_{П} - t_{Н})}{(1+x) \cdot G_{XB} \cdot c_B} \right) + \mu \cdot \beta \cdot (t_{ГВ} - t_{РЕЦ})}. \quad (5)$$

Тепловая мощность и параметры систем теплоснабжения для расчетных условий являются известными по обоснованным данным соответствующих проектов. Коэффициент замещения мощности  $f$  абонентских систем за счет теплоты традиционного источника энергии (ДИЭ) может быть обоснованно принят по исходным либо нормативным данным. Поэтому необходимый тепловой поток охлаждения низкопотенциальной среды  $Q_o$ , отбираемый в испарителе для систем отопления  $Q_{ов}$  и горячего водоснабжения  $Q_{ГВ}$ , определяется на основе известной величины коэффициента замещения  $f$  расчетного теплового потока разрабатываемой системы согласно зависимости

$$Q_o = f(Q_{ов} + Q_{ГВ}), \text{ кВт}. \quad (6)$$

Он может быть установлен также по рекомендуемому значению коэффициента преобразования  $\phi$  теплоты в следующем виде

$$Q_o = Q_k \left(1 - \frac{1}{\phi}\right), \text{ кВт}. \quad (7)$$

### Результаты и их обсуждение

На основе уравнения (5) представлены графические зависимости, рис. 2, коэффициента преобразования от температуры рециркуляционного потока после укрытия печи при поступлении исходной холодной воды с повышенной температурой  $t_{XB} = 20^\circ\text{C}$  в теплый период года.

Из представленных графиков следует, что при заданной температуре нагрева абонентского теплоносителя более высокие значения коэффициента преобразования обеспечиваются при более высоких исходных температурах рециркуляционного воздушного потока, поступающего из соответствующих укрываемых участков вращающейся печи. Очевидно, что работа анализируемой системы в режиме только рекуперативного нагрева абонентского теплоносителя обеспечивается при более высоких температурах рециркуляционного воздушного потока, находящихся в правой части анализируемых графиков. На графиках отмечается незначительный рост коэффициента преобразования при увеличении интенсивности рециркуляции водного потока, который более четко проявляется при увеличении температурного перепада между греющей и нагреваемой средами, предопределяющий соответствующее повышение эффективности работы рекуперативного водовоздушного теплообмена.

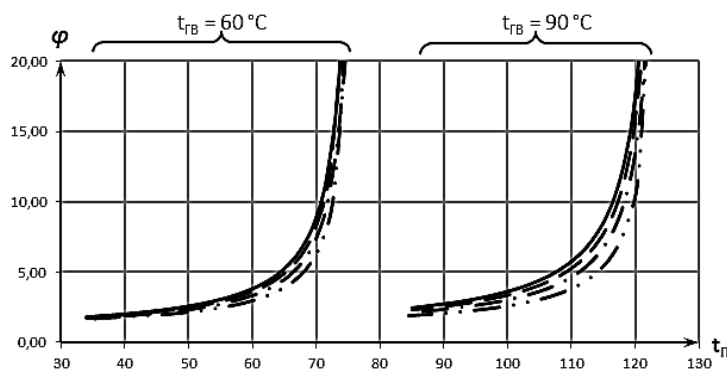


Рисунок. 2. Зависимость коэффициента преобразования от температуры теплоносителя после укрытия печи при различной интенсивности рециркуляции нагреваемой воды:  $t_{ГВ}$  – температура абонентского теплоносителя,  $^\circ\text{C}$ ;  
 -  $x=0,8$ ;      -  $x=0,6$ ;      -  $x=0,4$ ;      -  $x=0,2$ .

Представленные графики на рис. 3 наглядно подтверждают целесообразность повышения коэффициента преобразования за счёт использования исходной холодной воды в межотопительный период года в качестве низкопотенциального источника. При этом одновременно обеспечивается стабилизация теплогидравлического режима водовоздушного калориферного теплообменника, обеспечивающего необходимое охлаждение рециркуляционного воздушного потока для отбора необходимой теплоты с укрываемой поверхности печи.

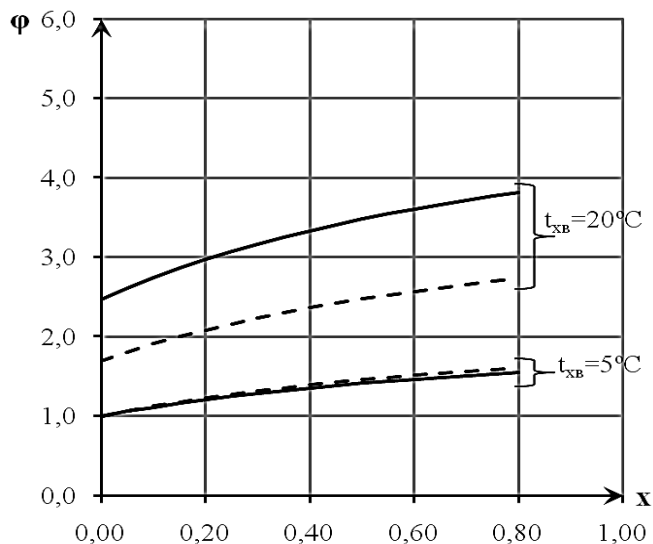


Рисунок. 3. Зависимость коэффициента преобразования от интенсивности рециркуляции нагреваемой среды и начальной температуры исходной холодной воды: -  $t_{ГВ} = t_{П} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ; -  $t_{ГВ} = t_{П} = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Графические зависимости также указывают на возрастание коэффициента преобразования в процессе возрастания интенсивности рециркуляционной части нагреваемой среды при поступлении в систему более теплой исходной воды в теплый период года.

Следовательно, использование температурного потенциала исходной холодной воды в теплый период года подтверждает целесообразность использования ее в качестве низкопотенциального источника, а также для одновременного применения охлажденного потока для стабилизации теплогидравлического режима работы системы отбора и преобразования утилизируемой теплоты с поверхности печи для промышленного теплоснабжения.

#### Выводы

1. Результатами аналитического исследования предложенной системы установлена закономерность качественного возрастания температуры абонентского теплоносителя и коэффициента преобразования при более высоких температурах рециркуляционного воздушного потока, поступающего из соответствующих укрываемых участков вращающейся печи. Подтверждена целесообразность использования теплоты исходной холодной воды прежде всего, в межотопительный период года в качестве низкопотенциального источника, обеспечивающего увеличение коэффициента преобразования.

2. При совместной работе отопления и горячего водоснабжения эффективность системы возрастает с увеличением расхода теплоносителя на горячее водоснабжение, а также при снижении температуры теплоносителя в системе отопления, как для расчетных условий, так и в процессе эксплуатационного регулирования.

3. Установлена взаимосвязь тепловых потоков отбора от низкопотенциальных источников и абонентского потребления с коэффициентами замещения и эффективности преобразования энергии, которые определяет основные технико-экономические показатели разработанных технологических комплексов. Уменьшение количества сжигаемого топлива за счет утилизации энергии охлаждения поверхности печей, а также холодной воды, для теплоснабжения повышает степень их экологической эффективности вследствие сокращения химического и теплового загрязнения окружающей среды.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Петраш, В. Д. Повышение энерготехнологической эффективности вращающейся печи и качества теплоснабжения на основе термотрансформаторного цикла утилизации теплоты / В. Д. Петраш, И. В.

Чернышева, Д. В. Басист // Энерготехнологии и ресурсосбережение. Науч.-техн. журн. Ин-та Газа НАН Украины. – К., - 2008. - № 4. – С. 22 – 25.

2. Пат. 61472 Україна. Система теплопостачання на основі термотрансформації енергії стабілізуючого охолодження печі та низькопотенціальних джерел / Петраш В. Д., Чернишова І. В. (Україна). Од. держ. акад. буд-ва та арх. - опубл. 25.07.2011, Бюл. № 14.

3. Чернишова, І. В. Теплопостачання на основі інтеграції термотрансформованої енергії охолодження печі та низькопотенціальних джерел / І. В. Чернишова //Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Наук.-техн. зб. КНУБА. – Київ: КНУБА. – 2012. Вип. №16. – С. 84-89.

4. Пат. 101512 Україна, МПК (2013.01). Система теплопостачання на основі термотрансформованої енергії охолодження печі та переохолодження теплоносія низькопотенціальних джерел / Дорофеев В. С., Петраш В. Д., Чернишова І. В., (Україна). Од. держ. акад. буд-ва та арх. - опубл. 10.04.2013, Бюл. № 7.

5. Петраш, В. Д. Зависимость эффективности преобразования энергетических потоков от удельного расхода воздуха в системе стабилизирующего охлаждения вращающейся печи для промышленного теплоснабжения / В. Д. Петраш, И. В. Чернышева // Вестн. ГГТУ им. Сухого П. О. Респ. Беларусь. – Гомель: ГГТУ – 2013. - Вып. 4(55). – С. 72 – 78.

УДК: 64.066.2

## ВЛИЯНИЕ СИСТЕМНЫХ НЕИСПРАВНОСТЕЙ НА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

### THE EFFECT OF SYSTEM MALFUNCTIONS ON THE ENERGY EFFICIENCY OF A REFRIGERATION UNIT

<b>Nurgaliev D.N.<sup>1a</sup>, Yermolenko M.V.<sup>2b</sup>, Cand. Tech. Sc., Associate Professor Zholbarisov I.A., Leonidova A.B.</b>	<b>Нургалиев Д.Н.<sup>а</sup>, Ермоленко М.В., канд. тех. наук, доцент Жолбарысов И.А., Леонидова А.Б.</b>
Shakarim University Semey, Kazakhstan, 071412, Semey, Glinky 20a	Государственный университет имени Шакарима города Семей, Казахстан, 071412, г. Семей, Глинки 20а
<b>E-mail:</b> a – daniarsemei@mail.ru	

#### Аннотация

В данной статье рассмотрены вопросы энергоэффективности холодильного оборудования. Практически во всех отраслях пищевой промышленности применяется искусственный холод. Его получение непосредственно связано с затратами различных видов энергии, которую в больших количествах потребляют холодильное оборудование. В связи с этим необходимо оценивать показатели работы, а также влияние системных неисправностей на работу холодильной установки.

#### Abstract

This article addresses the issues of energy efficiency of refrigeration equipment. Almost the entire food industry uses artificial cold. Its receipt is directly related to the costs of various types of energy that refrigeration equipment consumes in large quantities. In this regard, it is necessary to evaluate performance indicators, as well as the impact of system failures on the operation of the refrigeration unit.

В настоящее время в условиях повышенной конкуренции в пищевой промышленности большее внимание уделяется снижению эксплуатационных расходов промышленного оборудования. Также значительное внимание уделяется сроку окупаемости тех или иных технологий, технических и энергосберегающих решений.

Основным потребителем энергии пищевой промышленности (порядка 58%) является холодильное оборудование (рисунок 1).

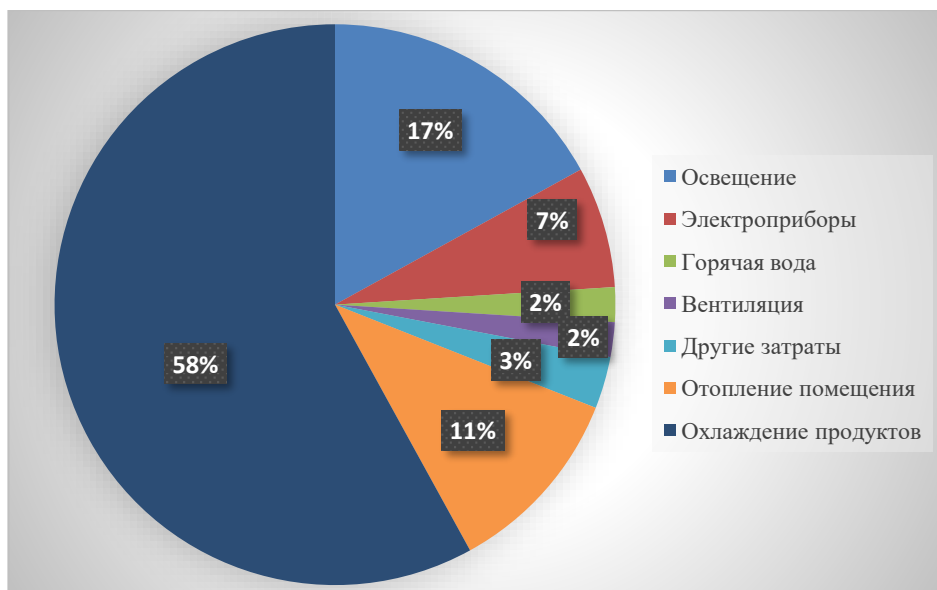


Рисунок 1 – Основные потребители энергии

В связи с этим повышение эффективности его работы – есть одна из наиболее важных задач энергосбережения.

Существует достаточно много различных энергоэффективных технологий и решений для стабильной работы холодильного оборудования. Среди таких технологий – адаптивные алгоритмы управления перегревом на испарителях, давление кипения и конденсации; плавное регулирование производительности компрессоров и конденсаторов.

Более кардинальным способом комплексного снижения эксплуатационных расходов является переход на применение природных хладагентов. Для предприятий промышленности – это диоксид углерода.

Применение CO<sub>2</sub> становится все более актуальным и в связи с принятием международных правил по борьбе с глобальным потеплением. Наиболее значимым событием в этом направлении, например, для стран СНГ стало вступление в силу с 1 января 2019 г. Кигалийской поправки к Монреальскому протоколу, согласно которой для каждой группы стран определяется график отказа от использования ГФУ-хладагентов, среди которых R-404A, R-507A и R-134a. По данному соглашению страны должны обеспечить снижение уровня потребления ГФУ-хладагентов на 35% от базового уровня начиная с 2025 г., а начиная с 2036 г. потребление должно снизиться на 85%.

Таким образом, уже сегодня приобрел актуальность вопрос выбора альтернативных схемных решений: оптимальных с точки зрения безопасности, экологии, надежности, капитальных и эксплуатационных затрат [1].

Процессы в элементах холодильного оборудования взаимосвязаны, и на них оказывают влияние как окружающая среда, так и охлаждаемые объекты. Поэтому прежде всего необходимо рассмотреть некоторые теоретические положения, лежащие в основе работы любого холодильного оборудования, и, что особенно важно, взаимодействие их с источниками теплоты [2].

Термодинамические, теплофизические свойства хладагентов, их токсичность, пожаро-безопасность, взаимодействие с конструкционными материалами и смазочными маслами оказывают существенное влияние на показатели работы холодильных установок. К таким показателям можно отнести энергетическую эффективность, материалоемкость, надежность, безопасность холодильных установок и др. [3].

Устройство наибольшего количества холодильного оборудования базируется на компрессионном цикле охлаждения, основными конструктивными элементами которого являются – компрессор, испаритель, конденсаторы, регулятор потока (терморегулирующий вентиль или капиллярная трубка), соединенные трубопроводами и представляющие собой замкнутую систему, в которой циркуляцию хладагента (фреона) осуществляет компрессор [4].

Неисправное состояние одного или нескольких элементов приводит к неполной работе цикла, что повлияет на работоспособность и энергозатратность холодильного оборудования. Опыт работы холодильных установок показывает, что по меньшей мере 99 % всех неисправностей, возникающих на установках (как в кондиционерах, так и в торговых холодильниках), могут быть разбиты на 8

основных семейств: слишком слабый ТРВ (производительность ТРВ недостаточна), нехватка хладагента (в контур заправлено недостаточное количество хладагента), преждевременное дросселирование хладагента (на жидкостной линии перед ТРВ имеется паразитное гидросопротивление), слишком слабый испаритель (производительность испарителей недостаточна), слишком слабый компрессор (производительность компрессора недостаточна), наличие неконденсируемых частиц (в контуре присутствует чрезмерно большое количество неконденсирующихся примесей), чрезмерная заправка (в контур заправлено избыточное количество хладагента), слишком слабый конденсатор (производительность конденсатора недостаточна).

Из перечисленных выше неисправностей первые четыре приводят к снижению холодопроизводительности при одновременном аномальном падении давления кипения. Пятое семейство неисправностей приводит также к снижению холодопроизводительности, но при повышенном значении давления кипения. Остальные три семейства неисправностей приводят к аномальному росту давления конденсации.

Перечисляя все возможные неисправности холодильной установки, было принято решение экспериментальным путем проверить теорию и вывести конкретные данные по каждой из них. Посмотреть и проанализировать, что действительно ли любая неисправность будет влиять на энергоэффективность и электропотребление холодильного оборудования.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Плешанов, С. Ю. Повышение эффективности холодильной системы в условиях современного магазиностроения / С. Ю. Плешанов, М. Ю. Катраев // Холодильная техника. – 2019. – №2.
2. Мезенцев, В. М. Лабораторный практикум по холодильному оборудованию / В. М. Мезенцев, В. А. Лившиц. – Челябинск: Южно-Уральский государственный университет, 2001. – 24 с.
3. Бараневко, А. В. Холодильные машины / А. В. Бараневко, Н. Н. Бухарив, В. И. Пекарев, И. А. Сакун, Л. С. Тимофеевский и др. – Санкт-Петербург: Политехника, 1997. – 992 с.
4. Устройство холодильного оборудования // [www.iceberg.ru](http://www.iceberg.ru) – URL: [https://iceberg.ru/services/remont\\_holodilnogo\\_oborudovaniya/ustrojstvo/](https://iceberg.ru/services/remont_holodilnogo_oborudovaniya/ustrojstvo/) (дата обращения: 12.08.2019).

УДК 621.565: 621.565.2: 664.8.037: 536.495

#### IMPROVEMENT OF REFRIGERATOR EFFICIENCY BY CHOOSING THE OPTIMAL THERMAL INERTIA OF THE ELEMENTS OF THEIR CONSTRUCTIONS

#### СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ХОЛОДИЛЬНИКОВ ВЫБОРОМ ОПТИМАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ ИНЕРЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ ИХ КОНСТРУКЦИЙ

<p><b>Mironchuk Y. A.</b><sup>1a</sup>, Cand. Tech. Sc., Associate Professor <b>Tomchyk O. M.</b><sup>2b</sup>, Cand. Tech. Sc. <b>Khmelniuk M. H.</b><sup>2c</sup>, Doct. Tech. Sc., Professor <b>Gogol N. I.</b><sup>2d</sup>, Cand. Tech. Sc., Senior Research Officer</p>	<p><b>Мирончук Ю. А.</b><sup>1a</sup>, к.т.н., доцент <b>Томчик Е. Н.</b><sup>2b</sup>, к.т.н. <b>Хмельнюк М. Г.</b><sup>2c</sup>, д.т.н., профессор <b>Гоголь Н. И.</b><sup>2d</sup>, к.т.н., ст. н. с.</p>
<p>1 – Zhitomir Military Institute named S. P. Korolev Ukraine, 10004, Zhitomir, Mira Ave, 22</p> <p>2 – Odessa National Academy of Food Technologies, Ukraine, 65039, Odessa, Kanatna St, 112</p>	<p>1 – Житомирский военный институт имени С. П. Королева, Украина, 10004, Житомир, Проспект Мира, 22</p> <p>2 – Одесская национальная академия пищевых технологий, Украина, 65039, Одесса, ул. Канатная, 112</p>
<p><b>E-mail:</b> a – <a href="mailto:Mironchuk_YA@i.ua">Mironchuk_YA@i.ua</a>; b – <a href="mailto:Fierysplash@ukr.net">Fierysplash@ukr.net</a>; c – <a href="mailto:hmel_m@ukr.net">hmel_m@ukr.net</a>, d – <a href="mailto:nigogol59@ukr.net">nigogol59@ukr.net</a></p>	

#### Abstract

When the thermal inertia of the wall increase then the attenuation of the amplitude and the delay of the phase of the temperature wave which penetrates from the environment into the cooling chamber a increase too. When the delay of the phase is optimal then the daily minimum of heat flow penetrates into the



chambers during the hottest time of the day. This reduces the installed cooling capacity and power consumption. Reducing the amplitude of fluctuations in product temperature improves the quality of storage. For fruits and vegetables, the terms of storage are increased, the natural losses are reduced and the cost of electricity for storage is reduced.

#### **Аннотация**

При увеличении тепловой инерции ограждения увеличивается затухание амплитуды и запаздывание фазы температурной волны, которая проникает из окружающей среды в холодильную камеру. При оптимальном запаздывании суточный минимум теплопритока в камеры происходит в наиболее жаркое время суток. Это позволяет снизить установленную холодопроизводительность и подведенную мощность. Уменьшение амплитуды колебаний температуры продукта улучшает качество хранения. Для плодоовощной продукции увеличиваются сроки хранения, уменьшается естественная убыль, снижаются затраты электроэнергии на хранение.

#### **Введение**

На сегодня, в связи с глобальным обострением вопросов экологии и потребностью минимизации потребления ископаемых энергоносителей во многих странах активизировались исследования, направленные на обоснование выбора параметров теплоустойчивости ограждений для оптимизации энергопотребления в системах отопления и микроклимата жилых, общественных и производственных зданий и помещений [0, 0, 0, 0, 0, 0].

Под теплоустойчивостью ограждения подразумевается способность сохранять относительное постоянство температуры внутренней поверхности при колебаниях температуры и теплового потока на наружной поверхности, вызываемых периодическими колебаниями температуры окружающей среды и интенсивности потока солнечной радиации. Мерой теплоустойчивости многослойного ограждения выступает его тепловая инерция (1), которая определяется термическим сопротивлением ограждения, теплоаккумулирующей способностью его материалов и зависит от периода колебаний температурной волны

$$D = \sum_{i=1}^n D_i = \sum_{i=1}^n (R_i \cdot S_i) \quad (1)$$

$$s = \sqrt{\frac{2\pi \cdot C \cdot \rho \cdot \lambda}{T}} \quad (2)$$

С уменьшением периода колебаний  $T$  теплоустойчивость возрастает.

При прохождении температурной волны через ограждение происходит затухание ее амплитуды и запаздывание фазы, интенсивность которых пропорциональна тепловой инерции ограждения.

Одним из достаточно крупных потребителей электроэнергии есть совокупность холодильных установок пищевой промышленности и торговой сети. В распределительных, перевалочных и торговых холодильниках основная часть холодопроизводительности тратится на отвод теплопритоков через ограждение. Исходя из того, что при прохождении температурной волны через ограждение происходит ее запаздывание по фазе, создается возможность за счет надлежащего выбора тепловой инерции ограждения сместить пиковый суточный теплоприток на ночное время. Это позволит снизить неравномерности суточного графика электропотребления. Кроме того, при повышенной тепловой инерции ограждения снижается неравномерность поддержания заданной температуры в холодильных камерах, что должно способствовать снижению количественных и качественных потерь продуктов при хранении.

При повышенных требованиях к термостабилизации продуктов перспективно использование контейнеров с повышенной тепловой инерцией стенок, которые обеспечивают эффективную защиту продуктов от колебаний температуры внутрикамерной среды [0, 0, 0].

Необходимость обоснования рационального выбора тепловой инерции различных элементов конструкций холодильников определяет актуальность исследований.

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

Объектами исследований приняты ограждающие конструкции холодильных камер и стенки контейнеров для перевозки и хранения охлажденной плодоовощной продукции.

Основным методом исследований принято математическое моделирование, преимущественно численными методами. Исследование влияния тепловой инерции стенок контейнеров для

холодильного хранения плодоовощной продукции на интенсивность потерь от дыхания проведены экспериментально.

### Результаты и их обсуждение

Параметры работы холодильной установки определяются температурой кипения и температурой конденсации. Поскольку температура окружающей среды непрерывно изменяется, то также непрерывно изменяется и температура конденсации. При этом также непрерывно изменяются такие важные параметры работы холодильной установки, как холодильный коэффициент, коэффициент подачи и коэффициент полезного действия компрессора.

Основным фактором, от которого зависит пиковое значение теплопритока через ограждение, есть воздействие солнечной радиации. Поглощая поток солнечного излучения, пиковая интенсивность которого до  $1000 \text{ Вт/м}^2$ , поверхность ограждения нагревается до температуры, превышающей температуру окружающей среды. Основной избыток поглощенного тепла от наружной поверхности уходит обратно в окружающую среду лучистой и конвективной теплоотдачей. Остаточная часть тепла  $\approx 10 \text{ Вт/м}^2$  передается теплопроводностью через ограждение в камеру. Схема теплообмена через плоскую бесчердачную кровлю холодильника под воздействием солнечного излучения проиллюстрирована на рис. 1.

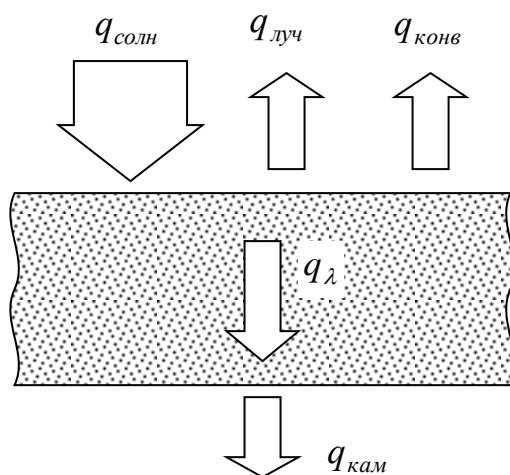


Рисунок 1 - Схема теплообмена через плоскую бесчердачную кровлю холодильной камеры.

Моделирование нестационарного теплообмена через плоскую бесчердачную кровлю при сложных нелинейных граничных условиях со стороны окружающей среды проведено численными методами конечных разностей [0]. Вычислительный алгоритм построен на основе метода элементарных тепловых балансов по явной квазилинейной схеме. Применение численных методов позволило при моделировании граничных условий подробно учесть негармоничность суточной и годовой динамики параметров окружающей среды на разных географических широтах для различно ориентированных сторон ограждения [0].

При моделировании рассматривались два варианта конструкции ограждения – с низкой тепловой инерцией и с оптимальной тепловой инерцией.

В качестве ограждения с низкой тепловой инерцией рассмотрена однослойная плита пенопласта – как аналог сэндвич-панелей (поскольку скорлупа сэндвич-панелей имеет малую толщину, ее влиянием на тепловую инерцию можно пренебречь).

В качестве ограждения с высокой тепловой инерцией рассмотрена плита из железобетона, теплоизолированная пенопластом. Пенопласт обеспечивает требуемое термическое сопротивление. Бетон обладает высокой теплоаккумулирующей емкостью. Тепловая инерция ограждения, состоящего из нескольких слоев разных материалов равна сумме тепловых инерций отдельных слоев (1). Изменяя соотношение толщин слоев можно регулировать тепловую инерцию ограждения при соблюдении заданного его термического сопротивления.

При увеличении тепловой инерции возрастает затухание амплитуды и запаздывание фазы температурной волны. При этом для выбора оптимального значения тепловой инерции определяющее значение имеет время запаздывания фазы.

Наиболее рационально такое время запаздывания, при котором суточный минимум теплопритока в камеру совпадает во времени с суточным максимумом температуры окружающей среды. Суточный максимум теплопритока через сторону ограждения формируется воздействием солнечной радиации. Для различно ориентированных сторон максимальная интенсивность облучения приходится на разное время суток, из-за чего рациональное время запаздывания температурной волны для каждой стороны определяется ее ориентацией. Соответственно, для каждой стороны ограждения требуется индивидуальное значение ее тепловой инерции.

Влияние запаздывания фазы температурной волны в плоской бесчердачной кровле камеры хранения мороженных грузов на суточную динамику режима работы холодильной установки проиллюстрировано на рис. 2, на котором все величины отнесены к  $1 \text{ м}^2$  поверхности ограждения. При оптимальной тепловой инерции, по сравнению с низкоинерционными сэндвич-панелями, на порядок снижается суточная амплитуда колебаний теплопритока через ограждение. Пиковые значения эффективной мощности компрессора и тепловой нагрузки конденсатора снижаются до уровней близких к их среднесуточным значениям.

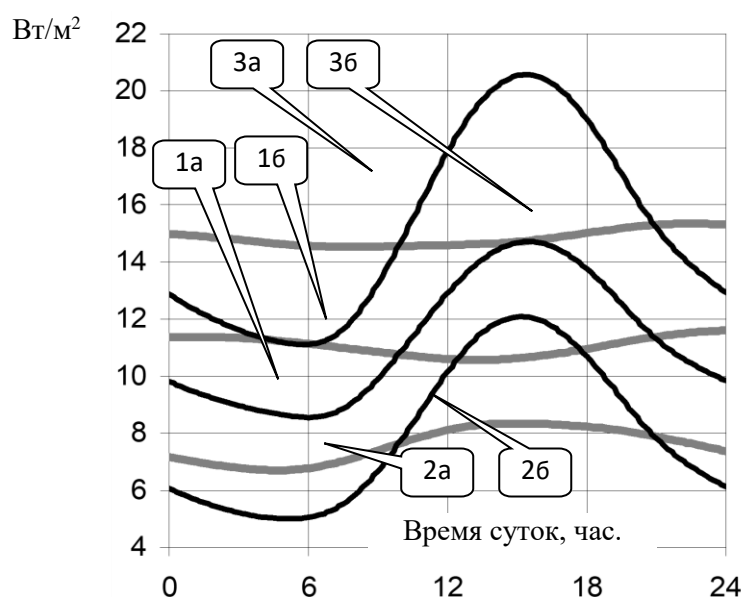


Рисунок 2 - Влияние запаздывания температурной волны в плоской кровле камеры хранения мороженных грузов на суточную динамику работы холодильной установки: (все величины отнесены к  $1 \text{ м}^2$  поверхности ограждения)

- 1 – теплоприток в камеру через ограждение;
- 2 – эффективная мощность компрессора;
- 3 – тепловая нагрузка конденсатора.
- а – низкая инерция ограждения (черные линии);
- б – высокая инерция ограждения (серые линии).

Снижение суточной амплитуды колебаний теплопритока в камеру через ограждение способствует снижению амплитуды колебаний температуры воздуха в холодильных камерах, которая является узловым технологическим параметром, от качества поддержания которого зависит качество и сроки сохранности пищевых продуктов. Особенно это актуально для плодоовощной продукции, сроки хранения которой в охлажденном состоянии ограничены.

Кроме теплопритоков через ограждение, стабильность температуры воздуха в камерах нарушается проведением грузовых операций, перемещением персонала, открыванием дверей и др. Возможности систем автоматизации ограничены чувствительностью и погрешностью датчиков. В целом это приводит к тому, что стабильность температурного режима в камерах не соответствует желаемой. Особенно усложнены возможности поддержания стабильности температурного режима при перевозке плодоовощной продукции холодильным транспортом.

Для решения этой проблемы в [0] исследована возможность транспортировать и хранить плодоовощную продукцию в контейнерах, стенки которых имеют повышенную тепловую инерцию, благодаря чему амплитуда колебаний температуры внутри контейнера значительно ниже, чем снаружи. Стенки с высокой тепловой инерцией выполняют функцию теплового буфера, расположенного на пути теплового потока между воздушной средой холодильной камеры и продуктом. Для проведения исследований экспериментальные контейнеры изготовлены с двойными стенками, между которыми можно заливать воду либо другую жидкость, имеющую высокую теплоаккумулирующую способность и не замерзающую при температуре проведения эксперимента. При малом периоде колебаний температуры камерного воздуха требуемые значения тепловой инерции стенок контейнеров достигаются при их малой толщине [0, 0, 0]. При хранении яблок в экспериментальных контейнерах, изготовленных из листов оргстекла толщиной 3 мм с толщиной водяной прослойки 7 мм, амплитуда температуры поверхности продукта в  $\approx 40$  раз ниже амплитуды температуры воздуха в экспериментальной камере. При этом на интенсивность затухания амплитуды температурной волны влияют также интенсивности теплоотдачи на поверхностях стенок контейнера и толщина воздушной прослойки между поверхностью стенки контейнера и поверхностью продукта.

Убыль массы плодоовощной продукции при хранении происходит естественным путем за счет процессов дыхания, при которых окисление биомассы происходит с выделением углекислого газа и водяных паров. Зависимость интенсивности дыхания от температуры хранения характеризуется теплотой дыхания

$$q_{\text{дых}} = q_o \cdot e^{(b \cdot t)}, \quad [\text{Вт/т}] \quad (3)$$

Если принять, что температура внутри контейнера изменяется по гармоническому закону с амплитудой  $A_t$ , то количество тепла дыхания за весь период хранения  $\tau_{xp}$

$$Q_{xp} = q_o \cdot \int_0^{\tau_{xp}} e^{b \cdot (t_{sr} + A_t \cdot \text{Sin}(\frac{2\pi}{T} \cdot \tau))} d\tau, \quad [\text{Дж}] \quad (4)$$

В силу экспоненциального характера (3) снижение амплитуды колебаний температуры хранимой плодоовощной продукции приводит к снижению интенсивности дыхания в целом, что способствует увеличению сроков хранения без потери товарного вида и сопровождается снижением убыли массы продукции (рис. 3), которое в соответствии с (4) сопровождается соответствующим снижением затрат электроэнергии на хранение.

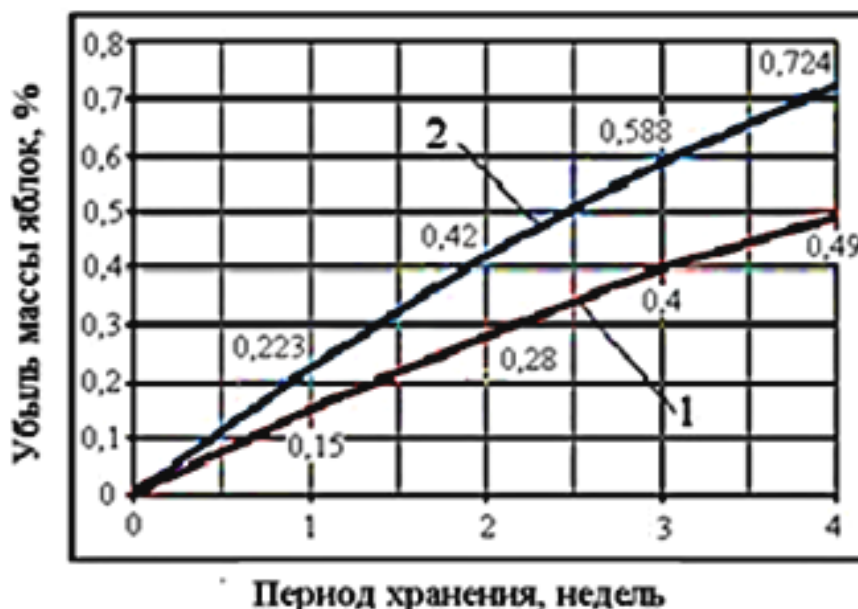


Рисунок 3 - Природные потери массы яблок 1 – в экспериментальном контейнере с повышенной тепловой инерцией стенок при толщине водяной прослойки 7 мм; 2 – в контрольном контейнере.

Из-за выделения теплоты дыхания температура продукта внутри контейнера выше средней температуры воздуха в холодильной камере и устанавливается на уровне

$$\bar{t}_{np} \approx \bar{t}_{кам} + Q_{вых} \cdot \Sigma R_i \quad (5)$$

где  $Q_{вых}$  - мощность тепловыделений внутри продукта, которая отводится через  $1 \text{ м}^2$  поверхности контейнера;

$\Sigma R_i$  - сумма термических сопротивлений на пути теплового потока от продукта к воздуху холодильной камеры, включая термическое сопротивление прохождению теплового потока внутри продукта;

#### **Заключение**

По результатам проведенных исследований тепловая инерция является важным параметром элементов конструкции холодильников для хранения пищевой продукции и элементов холодильного транспорта. Оптимальные значения тепловой инерции должны определяться на стадии проектирования с учетом местных природно-климатических условий.

Рациональное применение оптимальных значений тепловой инерции позволяет снизить установленную холодопроизводительность и подведенную электрическую мощность, снизить суточную неравномерность загрузки оборудования, снизить амплитуду колебаний температуры внутрикамерной среды. В случае транспортирования и хранения плодоовощной продукции минимизация амплитуды колебаний температуры сопровождается снижением естественной убыли продукта, снижением энергозатрат на его хранение, возрастанием сроков хранения без потери товарного качества.

#### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Jonathan Karlsson. A conceptual model that simulates the influence of thermal inertia in building structures / Jonathan Karlsson, Lars Wadsö, Mats Öberg // *Energy and Buildings*. Volume 60, May 2013, Pages 146-151. - [electronic resource] log access mode: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.01.017>
2. José A. Orosa. A field study on building inertia and its effects on indoor thermal environment / José A. Orosa, Armando C. Oliveira // *Renewable Energy*. Volume 37, Issue 1, January 2012, Pages 89-96. - [electronic resource] log access mode: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.06.009>
3. Niccolò Aste. The influence of the external walls thermal inertia on the energy performance of well insulated buildings / Niccolò Aste, Adriana Angelotti, Michela Buzzetti // *Energy and Buildings*. Volume 41, Issue 11, November 2009, Pages 1181-1187. - [electronic resource] log access mode: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.06.005>
4. Sean Williams. On the use of thermal inertia in building stock to leverage decentralised demand side frequency regulation services / Sean Williams, Michael Short, Tracey Crosbie // *Applied Thermal Engineering*. Volume 133, 25 March 2018, Pages 97-106. - [electronic resource] log access mode: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.01.035>
5. Solange V. G. Goulart. Thermal Inertia and Natural Ventilation – Optimisation of thermal storage as a cooling technique for residential buildings in Southern Brazil. A thesis submitted in partial fulfillment of the requirements of the Open University for the degree of Doctor of Philosophy. October 2004 / Solange V. G. Goulart. - Architectural Association School of Architecture Graduate School. - [electronic resource] log access mode: [http://www.labeee.ufsc.br/sites/default/files/publicacoes/teses/TESE\\_Solange\\_Goulart.pdf](http://www.labeee.ufsc.br/sites/default/files/publicacoes/teses/TESE_Solange_Goulart.pdf)
6. Stijn Verbeke. Thermal inertia in buildings: A review of impacts across climate and building use / Stijn Verbeke, Amaryllis Audenaert // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Volume 82, Part 3, February 2018, Pages 2300-2318. - [electronic resource] log access mode: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.08.083>
7. Кочетов В. П. Упаковки с повышенной тепловой инерционностью для хранения растительной продукции / В. П. Кочетов, Е. Н. Томчик // *Пищевая промышленность (Россия)*. 2014. № 1. С. 16-19.
8. Мирончук Ю. А. Влияние динамики параметров окружающей среды на рабочие процессы холодильников с легкими ограждающими конструкциями / Ю. А. Мирончук // *Холодильная техника и технология*. – 2001. – № 74. – С. 5 – 16.
9. Мирончук Ю. А. Исследование условий целесообразности сдвига фазы тепловой волны в теплоизоляции холодильных камер / Ю. А. Мирончук // *Холодильная техника и технология*. – 2004. – № 3 (89). – С. 11 – 16.
10. Мирончук Ю. А., Томчик О. М., Хмельнюк М. Г. Затухання температурної хвилі в контейнерах з підвищеною тепловою інерцією стінок / Ю. А. Мирончук, О. М. Томчик, М. Г. Хмельнюк // *Сучасні проблеми холодильної техніки та технології: матеріали XII Всеукраїнської науково-технічної конференції (27-28 вересня 2019 р., Одеса, ОНАХТ)*. Одеса, 2019. С. 128-130.
11. Томчик О. М., Хмельнюк М. Г., Гоголь М. І. Охолодження ємності з акумулюючою зданістю для зберігання і транспортування продукту / О. М. Томчик, М. Г. Хмельнюк, М. І. Гоголь // *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали X Всеукраїнської Міжнародної науково-технічної конференції (26-28 вересня 2019 р., Миколаїв, НУК ім. адмірала Макарова)*. Миколаїв, 2019. С. 458-561.



**LIQUID-VAPOR EQUILIBRIA, DENSITY AND VISCOSITY OF THE MIXTURE OF  
REFRIGERANT R134A WITH LUBRICATING OIL ISO 68**

**ФАЗОВОЕ РАВНОВЕСИЕ ЖИДКОСТЬ-ПАР, ПЛОТНОСТЬ И ВЯЗКОСТЬ СМЕСИ  
ХЛАДОНА R134A И СМАЗОЧНОГО МАСЛА ISO 68**

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

**Abstract**

The liquid-vapor equilibrium, density and viscosity of the mixture of HFC R134a and synthetic polyol ester lubricating oil ISO 68 were measured over a temperature range from 253 to 373 K, at pressures up to 3,7 MPa, and the mass composition from 0,3 to 0,9. Correlation equations are proposed that describe the boiling pressure, density and viscosity in the specified temperature range and composition of the mixture with sufficient accuracy.

**Аннотация**

Фазовое равновесие жидкость-пар, плотность и вязкость смеси хладона R134a и синтетического полиолэфирного смазочного масла ISO 68 были измерены в диапазоне температур от 253 до 373 К, при давлениях до 3,7 МПа, и массовой доли масла от 0,3 до 0,9. Предложены корреляционные уравнения, которые с достаточной точностью описывают давление кипения, плотность и вязкость в указанном диапазоне температур и состава смеси.

Хладон R134a, разработанный как заменитель озоноразрушающего хладона R12, обладает химической стабильностью в холодильной системе, нетоксичен, не воспламеняется во всем диапазоне температур эксплуатации. R134a представляет собой гидрофторуглерод CF<sub>3</sub>CFH<sub>2</sub>1,1,1,2-тетрафторэтан с потенциалом разрушения озона ODP=0 и потенциалом глобального потепления GWP=1300. Использовать его рекомендуется в крупном торговом и промышленном холодильном оборудовании, среднетемпературном торговом холодильном оборудовании, водоохладительных установках, бытовых холодильниках, системах кондиционирования воздуха в зданиях и промышленных помещениях, на холодильном транспорте, а также в качестве пропеллента в аэрозольных смесях.

Использование в современных компрессорах новых синтетических смазочных масел на полиалкиленгликольной или полиолэфирной основе тесно связано с применением новых экологически безопасных хладонов в системах охлаждения с высокими энергетическими показателями. В соответствии с требованиями, предъявляемыми к холодильным компрессорам и системам, они должны смешиваться и растворяться в альтернативных хладагентах и обладать в смесях с ними достаточной величиной вязкости даже при значительном повышении температуры. Синтетические смазочные масла, в первую очередь полиолэфирные, отвечают этим требованиям и могут быть использованы в различных типах выпускаемых промышленностью компрессоров, а сведения о свойствах смесей смазка-хладагент становятся весьма важными и крайне необходимыми. Таким образом проведение исследований теплофизических свойств как отдельно масла и хладона, так и смеси масло-хладон становится актуальной задачей.

В настоящей работе продолжено проведение исследований теплофизических свойств смесей хладонов с синтетическими смазочными маслами [1–6], а именно измерений фазового равновесия жидкость-пар, плотности и вязкости смеси хладона R134a и смазочного масла ISO 68. Особое место в работе составила разработка корреляционных уравнений, передающих термическую и концентрационную зависимость давления кипения, плотности и вязкости масло-хладоновой смеси, основанных на полученных экспериментальных данных.

P-T-x данные о фазовом равновесии жидкость-пар были получены с помощью ячейки постоянного объема. Она размещалась в термостате и была заправлена хладоном и маслом в таком количестве, чтобы

паровое пространство верхней части ячейки было минимально. По уравнению состояния [7] рассчитывалась плотность и масса пара хладона в этом пространстве. Валовая концентрация смеси находилась по массе заправленных компонентов. Температура измерялась образцовым платиновым термометром сопротивления. Давление определялось при помощи цифрового преобразователя давления.

Плотность смеси хладона R134a и смазочного масла ISO 68 измерена с помощью ячейки постоянного объема, изготовленной из сапфира и выдерживающей высокое давление. Объем ячейки был предварительно откалиброван по дистиллированной воде. В ячейку заправлялась заданная масса масла и хладона. Плотность определялась по прямым измерениям уровня жидкости, находящейся внутри ячейки, с помощью катетометра. Концентрация жидкой фазы отличалась от начального валового состава смеси в предположении, что в паровой фазе находился только чистый хладон, масса которого менялась с температурой, давлением и уровнем жидкости. Для расчета термодинамических свойств хладона R134a нами использовалось уравнение состояния, представленное в базе данных REFPROP [7]. Учет массы хладона в паровой фазе показал, что для экспериментальных условий влияние указанных факторов на изменение концентрации жидкой фазы пренебрежимо мало.

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

В более ранних работах [8–10] представлено подробное описание схем установок для измерения равновесия жидкость-пар, плотности и вязкости, а также методик проведения опытов. При измерениях фазового равновесия жидкость-пар исследуемой смеси массив P-T-x данных получен в диапазоне температур 253 ... 373 К при давлениях от 0,047 до 3,744 МПа и массовой доли масла от 30% до 90%. Экспериментальные измерения плотности и вязкости проведены в области температур от 253 до 373 К и массовой доли масла 0,7 ... 0,9. В табл. 1 – табл. 3 приведены результаты экспериментальных измерений давления кипения P, плотности  $\rho$  и коэффициента кинематической вязкости  $\nu$  смеси хладона R134a и смазочного масла ISO 68 при различных значениях массовой доли масла x и температуры T.

Таблица 1 – Экспериментальные значения давления кипения смеси хладона R134a и смазочного масла ISO 68

T, К	P, МПа				
	x=0,295	x=0,498	x=0,703	x=0,803	x=0,899
253,15	0,130	0,125	0,108	0,081	0,047
273,15	0,284	0,277	0,233	0,179	0,107
293,15	0,551	0,523	0,445	0,340	0,199
313,15	0,976	0,922	0,774	0,592	0,335
333,15	1,606	1,502	1,250	0,951	0,539
353,15	2,498	2,327	1,904	1,449	0,836
373,15	3,744	3,471	2,801	2,128	1,208

Таблица 2 – Экспериментальные значения плотности смеси хладона R134a и смазочного масла ISO 68

T, К	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>		
	x=0,697	x=0,805	x=0,897
253,15	1170	1124	1089
273,15	1148	1107	1074
293,15	1125	1089	1059
313,15	1102	1071	1044
333,15	1080	1054	1029
353,15	1058	1036	1014
373,15	1035	1018	999

Таблица 3 – Экспериментальные значения вязкости смеси хладона R134a и смазочного масла ISO 68

T, К	$\nu$ , 10 <sup>-6</sup> м <sup>2</sup> /с		
	x=0,696	x=0,804	x=0,902
253,15	157,8	503,5	1678,8
273,15	45,2	115,4	307,6
293,15	17,7	39,5	88,3



313,15	9,48	17,7	34,5
333,15	5,07	9,06	16,2
353,15	3,10	5,31	9,48
373,15	2,17	3,55	5,81

Графическая иллюстрация полученных данных показана на рис. 1 – рис. 3, где приведены диаграммы давление кипения–состав, плотность–температура и вязкость–температура. Как видно, вязкость исследуемой смеси является сложной функцией трех переменных и зависит от температуры, давления и массового состава смеси. Отметим, что для отображения изобар на диаграмме вязкость–температура, приведенной на рис. 1, использованы результаты исследования давления кипения смеси.

Приведенные ниже корреляционные уравнения получены аппроксимацией наших экспериментальных данных. Они позволяют рассчитать давление кипения, плотность и вязкость смеси хладона R134a и смазочного масла ISO 68 в указанных выше пределах диапазона температур и интервала массовой концентрации масла.

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

$$\rho \cdot 10^{-3} = \sum_{i=0}^1 \sum_{j=0}^1 b_{ij} \cdot (t/100)^i \cdot x^j \quad (2),$$

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

где  $P$  – давление кипения в МПа;  $t$  – температура в °C,  $x$  – массовая доля масла,  $\rho$  – плотность в кг/м<sup>3</sup>,  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости, 10<sup>-6</sup> м<sup>2</sup>/с;  $a_{ij}$ ,  $b_{ij}$ ,  $c_{ij}$  – коэффициенты полиномов, значения которых приведены в табл. 4.

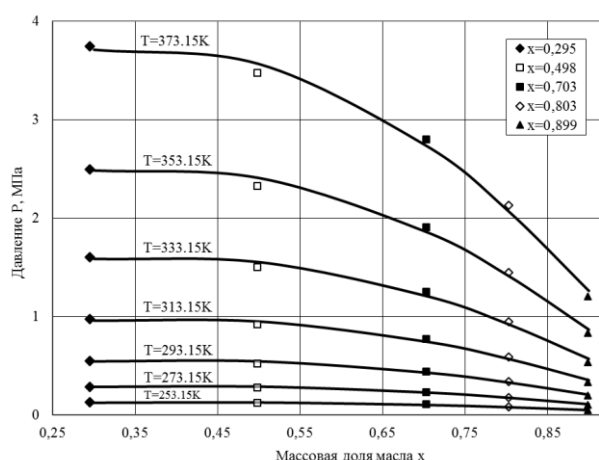


Рисунок 1 – Диаграмма P–x смеси хладона R134a и смазочного масла ISO 68

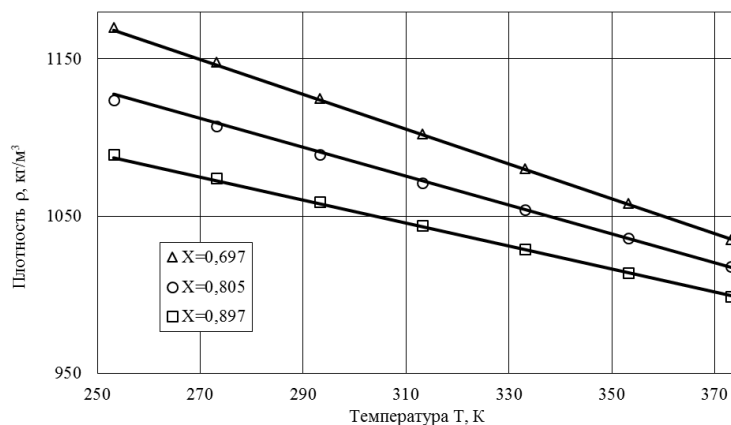


Рисунок 2 – Плотность смеси хладона R134a и смазочного масла ISO 68

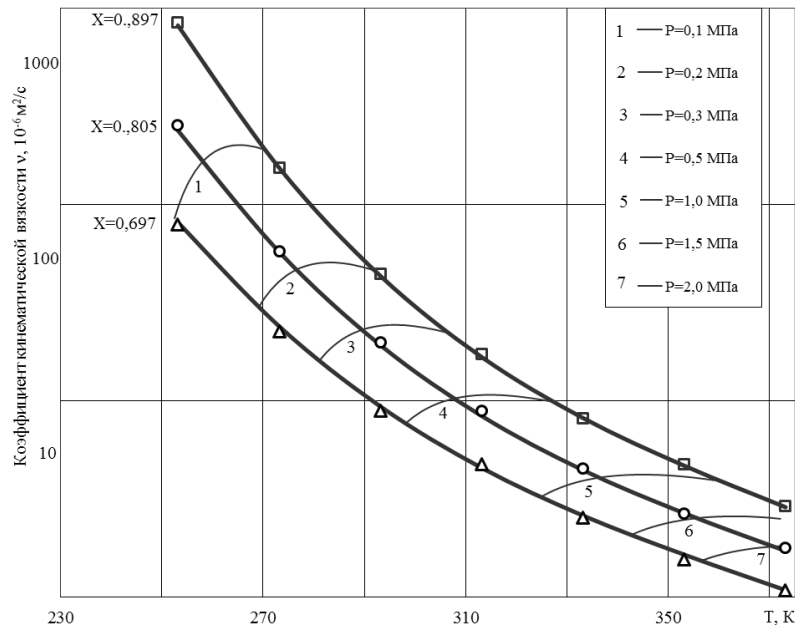


Рисунок 3 – Вязкость смеси хладона R134a и смазочного масла ISO 68

Таблица 4 – Коэффициенты уравнений (1) – (3) для смеси хладона R134a и смазочного масла ISO 68

Коэффициенты $a_{ij}$ уравнения (1)				
$j \setminus i$	0	1	2	3
0	0,168383	0,612106	0,822364	1,06550
1	0,625909	2,07869	2,17383	1,10799
2	-0,766977	-2,59861	-2,86034	-2,16163
Коэффициенты $b_{ij}$ уравнения (2)				
$j \setminus i$	0	1	–	–
0	1,40382	-0,242723	–	–
1	-0,368176	0,188526	–	–
Коэффициенты $c_{ij}$ уравнения (3)				
$j \setminus i$	0	1	2	3
0	0,406988	-1,47045	2,65945	-2,00131
1	0,092772	1,08131	-5,41074	4,47861
2	2,46431	-3,28529	5,40390	-3,41441

Расхождения между полученными экспериментальными данными о давления кипения, плотности, а также вязкости смеси хладона R134a и смазочного масла ISO 68, и рассчитанными по уравнениям (1) – (3) величинами показаны на рис. 4 – рис. 6.

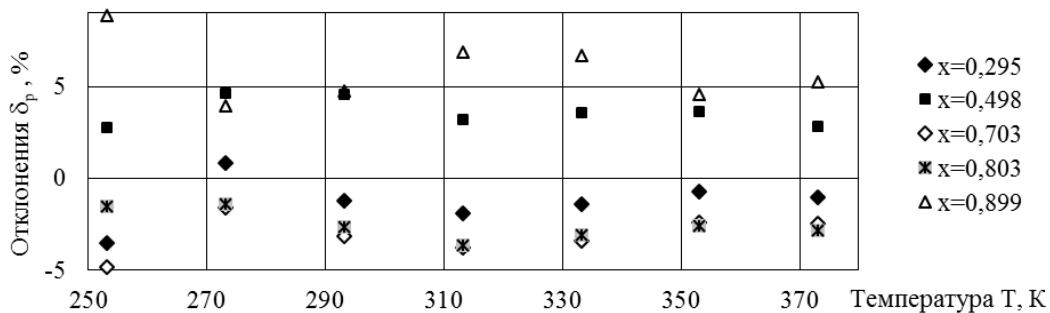


Рисунок 4 – Отклонения рассчитанных по уравнению (1) значений  $P$  от экспериментальных данных по давлению кипения смеси хладона R134a и смазочного масла ISO 68

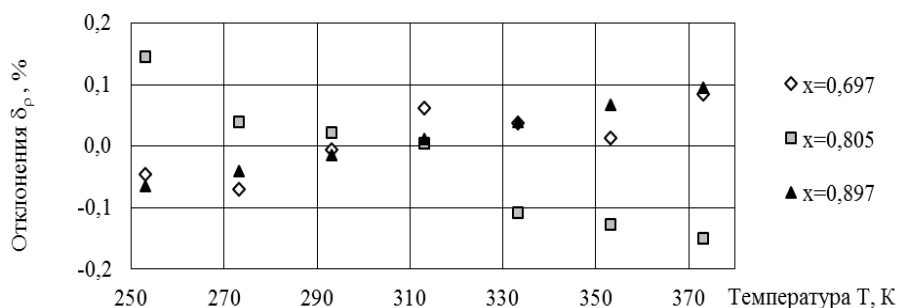


Рисунок 5 – Отклонения рассчитанных по уравнению (2) значений  $\rho$  от экспериментальных данных по плотности смеси хладона R134a и смазочного масла ISO 68

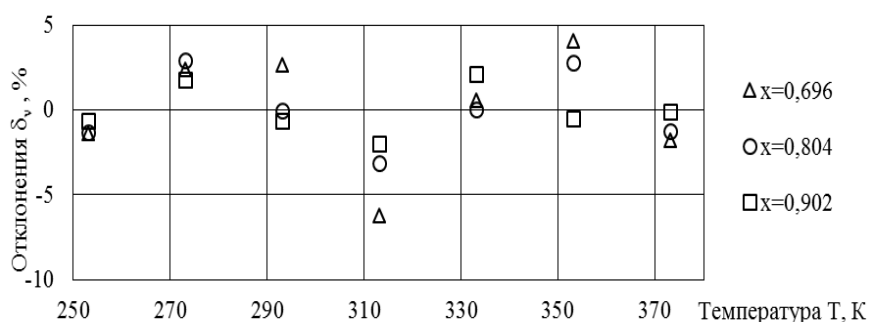


Рисунок 6 – Отклонения рассчитанных по уравнению (3) значений  $\nu$  от экспериментальных данных по вязкости смеси хладона R134a и смазочного масла ISO 68

Проведены экспериментальные измерения: давления кипения смеси хладона R134a и смазочного масла ISO 68 в области температур 253 ... 373 K и массовой концентрации масла от 30 до 90%; плотности и вязкости в том же диапазоне температур и массовой доли масла 0,7 ... 0,9. Аппроксимация экспериментальных данных по давлению кипения смеси, как функции температуры и ее массового состава, уравнением (1) проведена со среднеквадратичной погрешностью 3,8% и максимальном отклонении +8,8% при минимальной температуре и максимальной концентрации масла. Зависимость плотности указанной смеси от температуры и массовой доли масла описана уравнением (2) со среднеквадратичным отклонением 0,076% и максимальном отклонении -0,149%.

Температурная и концентрационная зависимость коэффициента кинематической вязкости смеси хладона R134a и смазочного масла ISO 68 описана уравнением (3) со среднеквадратичным отклонением 2,4%, а максимальная погрешность составила 6,3%. Приведенные выше корреляционные зависимости позволяют проводить расчеты давления кипения, плотности и вязкости исследуемой смеси с точностью, удовлетворяющую инженерную практику. Следует отметить, что по полученным экспериментальным данным невозможно сделать определенные заключения о существовании и возможных границах области несмесимости или ограниченной растворимости для рассматриваемой смеси, так как это связано с изменением метода и диапазона измерений, и, соответственно, проведением дополнительных исследований.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лапардин, Н.И. Давление кипения и вязкость смеси хладагента R407C со смазочным маслом ISO 46 [Текст] // Пищевая наука и технология. – Одесса, 2010. – №4 (13), – С. 66-68.
2. Геллер, В.З. Исследование растворимости и вязкости смеси компрессорного масла ISO 46 с хладон R404A [Электронный ресурс] / В.З. Геллер, Н.И. Лапардин // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали III Міжнародної науково-технічної конф., Миколаїв, 4-6 жовтня 2012 р. / Національний ун-т кораблебудування. – Миколаїв, 2012. – С. 201-204. – Режим доступа: <http://conference.nuos.edu.ua/catalog>.
3. Лапардин, Н.И. Равновесие жидкость-пар и вязкость смеси смазочного масла ISO 170 с хладон R407C [Электронный ресурс] / Н.И. Лапардин, В.З. Геллер // Вестн. Новгород. гос. ун-та. – Новгород, 2013. – №73, т. 2. – С. 24-27 – Режим доступа: <http://www.novsu.ru/file/1082810>.
4. Geller, V. Z. Solubility and miscibility of refrigerants R407C and R410A with synthetic compressor oils [Text] / V. Z. Geller, N. I. Lapardin // Refrigeration Engineering and Technology. – 2016. – No. 52 (3). – P. 36 - 41.

5. Геллер, В.З. Вязкость и давление кипения смеси смазочного масла ISO 15 и хладагента R410A [Электронный ресурс] / В.З. Геллер, 241 Н.И. Лапардин // Инновации в судостроении и океанотехнике: материалы VII Междунар. науч.-техн. конф., Николаев, 12-14 окт. 2016 г. / Нац. ун-т кораблестроения им. адм. Макарова. – Николаев, 2016. – [5 с.]: табл. – Библиогр.: 8 назв. – Режим доступа: <http://docs.google.com/viewerng/viewer?url=http://conference.nuos.edu.ua/catalog/files/lectures/38010.pdf> .
6. Лапардин, Н.И. Равновесие жидкость-пар и вязкость смеси смазочного масла ISO 46 и хладагента R410A // Современные методы и средства исследований теплофизических свойств веществ: сб. докл. IV Междунар. научн. конф., СПб. / ИХиБТ НИУ ИТМО. – СПб., 2017. – С. 219-226.
7. 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.
8. Bivens, D. B. Thermodynamic properties of R32/R125 mixture / D. B. Bivens, A. Yokozeki, V. Z. Geller // In Proceedings of the 4th Asian Thermophysical Conference, Japan, 1993 – P. 3295-3304.
9. 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.
10. Viscosity of HFC32 and HFC32 /lubricant mixtures / 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 621.56

## FLUIDIZING APPARATUS FOR FROZEN FOOD

### ФЛЮИДИЗАЦИОННЫЕ АППАРАТЫ ДЛЯ ЗАМОРАЖИВАНИЯ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

#### ТАМАҚ ӨНІМДЕРІН МҰЗДАТУҒА АРНАЛҒАН ФЛЮИДИЗАЦИЯЛАУ АППАРАТТАР

<p><b>Mustafaeva A.K.</b><sup>1a</sup>, Cand. Tech. Sc.  <b>Kabulov B.B.</b><sup>2b</sup>, Cand. Tech. Sc., associate professor  <b>Anuarbekova A.S.</b><sup>2c</sup> <b>Baitakova A.K.</b><sup>2d</sup></p>	<p><b>Мустафаева А.К.</b><sup>1а</sup>, канд.тех.наук  <b>Кабулов Б.Б.</b><sup>2б</sup>, канд.тех.наук, доцент  <b>Ануарбекова А.С.</b><sup>2с</sup> <b>Байтакова А.К.</b><sup>2д</sup></p>
<p>1 –Kazakh Agrotechnical University named after Seifullin          Kazakhstan, 010011, Nur-Sultan, Zhenis, 62          2 -Kazakh University of Technology and Business,          Kazakhstan, 010000, Nur-Sultan, Muhamedhanov,          37A</p>	<p>1 – Казахский агротехнический университет имени Сейфуллина          Казахстан, 010011, Нур-Султан, пр.Женис, 62          2 –Казахский университет технологии и бизнеса,          Казахстан, 010000, Нур-Султан,          ул. Мухамедханова, 37А</p>
<p>E-mail: a -ayaulym.mustafa@mail.ru, b -bolatkabylov@mail.ru, c, d -aimara81@mail.ru</p>	

#### Abstract

The article is devoted to the process of freezing food products and using fluidization apparatus for this purpose. Fluidization apparatus are used to freeze wet small-sized products, products with delicate texture and other products. The article describes the fluidization apparatus developed in Bulgaria and Russia. These devices make it possible to freeze the product with maximum preservation of its qualities. The equipment is compact in size and allows you to quickly automate its operation.

#### Аннотация

Статья посвящена процессу замораживания пищевых продуктов и использования для этой цели флюидизационных аппаратов. Флюидизационные аппараты применяются для замораживания влажных мелкоштучных продуктов, продуктов с нежной консистенцией и других продуктов. В статье представлено описание флюидизационных аппаратов, разработанных в Болгарии и России. Эти аппараты дают возможность замораживания продукта с максимальным сохранением его качеств. Оборудование отличается компактными размерами и позволяет довольно быстро автоматизировать его работу.

## **Введение**

Замораживание пищевых продуктов применяется с целью обеспечения продолжительного хранения и сохранения в максимальной степени питательной ценности; получения специфических пищевых продуктов (мороженого, замороженных кремов и т.д.). Кроме того, замораживание может использоваться как подготовка продуктов к сублимационной сушке, а также замораживание жидких продуктов с целью их концентрации, т.е. осуществление криоконцентрации фруктовых и овощных соков, виноградного и пивного сула, уксуса, вина, кофе, получение питьевой воды из морской воды и т.д.

Замораживание пищевых продуктов в воздушной среде – наиболее старый и наиболее распространенный метод. Холодный воздух является естественной охлаждающей средой [1, 2].

При этом довольно плохие теплофизические свойства воздуха компенсируются высокими рабочими скоростями. Кроме того, проведение процесса замораживания можно интенсифицировать путем создания псевдооживленного «кипящего» взвешенного слоя.

### **Объекты и методы исследования**

Процесс замораживания пищевых продуктов россыпью в среде псевдооживленного слоя называется флюидизацией.

В настоящее время замораживание в псевдооживленном слое является одним из самых перспективных промышленных методов замораживания пищевых продуктов россыпью.

«Кипящий», взвешенный слой образуется при определенной скорости воздуха и давлении восходящего холодного воздушного потока. Эти скорости и давление подбираются опытным путем.

Флюидизационные аппараты условно делятся на две группы:

- аппараты, работающие полностью на принципе псевдооживления (флюидизации, где воздушный поток пронизывает целиком слой продукта, а также играет роль воздушной подушки для передвижения продукта по камере);

- аппараты, в которых частично используется принцип псевдооживления, продукт пронизывается воздушным потоком и перемещается с помощью транспортера.

Флюидизационные аппараты применяются для замораживания влажных мелкоштучных продуктов, продуктов с нежной консистенцией и продуктов, которые могут слипнуться при замерзании, таких как ягоды; кусочки фруктов и овощей, например, горох и пр.; мелкие креветки; рыба и др.

Иными словами, флюидизационные скороморозильные аппараты применяются для тех продуктов, которые должны быть подвергнуты индивидуальной быстрой заморозке.

Высокая эффективность аппаратов, обусловлена, прежде всего, коэффициентом теплоотдачи материала от 75 до 186 Вт/м<sup>2</sup>К.

Так, флюидизационный аппарат АЗФ-1 производства Болгарии предназначен для замораживания различных овощей и фруктов россыпью. Это позволяет использовать аппарат круглый год. Причем в зимний период можно использовать его для производства полуфабриката жареного картофеля. При необходимости аппарат можно применять и для замораживания упакованной продукции уложенной на стеллажные тележки в секции аппарата. Характерной особенностью этого аппарата является то, что флюидизационная камера выполнена из трех перфорированных решеток, расположенных одна над другой. В зависимости от размеров замораживаемые продукты проходят только через верхнюю решетку или через все три решетки. Движение по всем трем решеткам осуществляется путем открытия двухпозиционного клапана, расположенного в конце верхней и средней решеток. Скорость движения продукта по длине решетки регулируется наклоном клапанов жалюзийных блоков, расположенных под решетками. Перед тем как попасть во флюидизационную камеру, продукты охлаждаются на питающем ленточном транспортере. В начальной части верхней решетки при помощи вентилятора создается большая скорость воздушного потока.

Воздухонапорная система аппарата выполнена из шести вентиляторов, расположенных под воздухоохладителями. Воздухоохладители изготовлены из оребренных труб с шагом ребра, убывающим по направлению движения воздуха. Очистка воздухоотделителей от инея осуществляется горячим паром и орошением водой при помощи устройства.

Средняя производительность аппарата 1 т/час, температура воздуха в нем от – 27 до – 35 °С. Продолжительность замораживания можно регулировать от 3 до 30 мин при помощи жалюзийного блока.

Подобные флюидизационные аппараты выпускают многие промышленно развитые страны. В России компания ФЕАМ занимается проектированием и выпуском профессионального холодильного оборудования. Эта компания выпускает довольно эффективные, и максимально производительные флюидизационные аппараты. Наибольшее распространение они получили на предприятиях пищевой промышленности, а также в сетях общественного питания.

## Результаты и их обсуждение

Эти аппараты дают возможность замораживания продукта с максимальным сохранением его качеств. Оборудование отличается компактными размерами и позволяет довольно быстро автоматизировать его работу. Флюидизационный аппарат обеспечивают непрерывное движение каждой частицы продукта во взвешенном состоянии. Это достигается посредством подачи охлажденного воздуха через специальные змеевики испарителя и через слой продукта. Скорость движения частиц принимается такой, чтобы они поднимались и могли удерживаться во взвешенном состоянии. Чтобы получить флюидизационный слой, выбирают продукты небольших размеров, имеющие сферическую форму или форму, приближенную к ней.

В морозильном аппарате продукт располагается и транспортируется исключительно в потоке воздуха в лотке со специальным перфорированным дном или на сетчатой ленте конвейера.

Транспортировка замораживаемого продукта в лотке обеспечивается благодаря вибрации или наклону лотка. За счет того, что продукт находится во взвешенном состоянии, продукт в слое распределяется максимально равномерно, а также исключается слипание и смерзание его частиц.

Это справедливо даже для продуктов, которые поступают в аппарат во влажном состоянии. Благодаря такой технологии обработки теплопередача с поверхности продукта становится максимальной.

Что касается продолжительности замораживания различных видов продуктов, то она определяется моделью флюидизационного блока холодильного оборудования, а также скоростью подачи продукта и воздуха. Принимается во внимание толщина и объем слоя, ограниченный по высоте.

Некоторые модели флюидизационного оборудования позволяют осуществлять во флюидизационном слое лишь подмораживание поверхностного слоя продукта, а его окончательное замораживание происходит при перемещении продукта на другой лентеустройства в режиме воздушного замораживания.

## Заключение

Таким образом, флюидизационные аппараты зарекомендовали себя как высокоэффективное оборудование для замораживания пищевых продуктов, позволяющее увеличить их срок хранения и обеспечить минимальные потери пищевой и биологической ценности продуктов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Курочкин, А.А. Технологическое оборудование для переработки продукции животноводства. Часть 2. Учебник и практикум для СПО / А.А. Курочкин. - 2-е изд. доп. и пер. – М.: Изд-во «Юрайт», 2018. - 255 с.- ISBN978-5-534-10346-5.

2. Цой, А.П. Холодильная техника и технология потребителей холода: Учебное пособие / А.П. Цой, И. А. Ким. - Алматы, 2012. - 510 с. - ISBN 978-601-263-174-6.

УДК 631.171 + 637.131

## ENERGY-SAVING COOLING SYSTEMS WITH NATURAL COLD AND ENVIRONMENTALLY FRIENDLY COOLANT

## ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ОХЛАЖДАЮЩИЕ СИСТЕМЫ С ПРИРОДНЫМ ХОЛОДОМ И ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗОПАСНЫМ ХЛАДОНОСИТЕЛЕМ

<b>Korshunov A.B.</b> , Cand. Tech. Sc., associate professor <b>Korshunov B.P.</b> , Cand. Tech. Sc., senior researcher	<b>Коршунов А.Б.</b> , канд. тех. наук, доцент <b>Коршунов Б.П.</b> , канд. тех. наук, с.н.с.
VIM, Russia, 109428, Moscow, 1st Institutsky proezd, 5	ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, Россия, г. Москва, 1-й Институтский проезд, д. 5
<b>E-mail:</b> vim@vim.ru	

## Abstract

Reduction of energy consumption in technological processes of cooling and storage of milk on farms is a very urgent task. Conducted research to improve existing and create new smart combined cooling

systems based on the use of natural cold and environmentally friendly coolants. It was shown that significant energy savings can be obtained through the use of combined accumulators of natural and artificial cold and ground ice storage with ground cooling thermal installations. Such systems in various configurations and configurations can be effectively used in all agro climatic regions of the country

#### **Аннотация**

Снижение энергозатрат в технологических процессах охлаждения и хранения молока на фермах является весьма актуальной задачей. Провели исследования по совершенствованию существующих и созданию новых умных комбинированных систем охлаждения на основе использования природного холода и экологически безопасных хладоносителей. Показали, что значительная экономия энергии может быть получена за счет применения комбинированных аккумуляторов природного и искусственного холода и грунтовых льдохранилищ с грунтовыми охлаждающими термоустановками. Такие системы в различной конфигурации и комплектации могут быть эффективно использованы во всех агроклиматических регионах страны

#### **Введение**

Как известно, при производстве практически всех видов сельскохозяйственной продукции в нашей стране затрачивается энергии в несколько раз больше, чем в передовых странах, при этом доля вырабатываемой электроэнергии для производства холода постоянно увеличивается, и в настоящее время уже превышает 20 %.

Холод в настоящее время является одним из наиболее эффективных и экологически безопасных консервантов. Это делает его основным средством сохранения качества и сокращения потерь при хранении всех видов сельскохозяйственной продукции.

Существующие технологии и оборудование для охлаждения и хранения имеют ряд недостатков, которые негативно влияют не только на энергоемкость, производимой с/х продукции, но и на экологию. Практически не применяется аккумулярование энергии холода, особенно в виде льда.

Особенно это важно при охлаждении молока на фермах, так как в этой области сельскохозяйственного производства больше чем в других необходима реконструкция (модернизация) охлаждающих систем и наиболее серьезный ущерб терпит экономика страны от недостаточной мощности и надежности холодильного оборудования.

Исследования, проводимые по проблеме снижения удельного расхода электроэнергии на производство и переработку молока и сохранения его качества, показали актуальность конкретного направления научно-технического поиска и востребованность инженерных решений в области разработки энергосберегающих охлаждающих систем на основе рационального использования природного холода и экологически чистых хладоносителей с низкой температурой заморозки [1].

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

Объектом исследования являлась энергосберегающая охлаждающая система для молочных ферм с использованием природного холода и экологически безопасных хладоносителей и технологические режимы ее работы, позволяющие значительно снизить затраты на электроэнергию и сохранить высокое качество охлаждаемой продукции.

Для решения указанных задач в ФНАЦ ВИМ проводятся исследования по совершенствованию существующих и созданию новых умных комбинированных систем охлаждения на основе рационального использования источников природного и искусственного холода со средствами его аккумулярования и экологически безопасными хладоносителями с низкой температурой заморозки (ЭЧХ) [1, 3].

Проведенное математическое моделирование и компьютерное программирование процесса охлаждения молока позволило определить конфигурацию теплообменных аппаратов (пластинчатого проточного теплообменника, приемника природного холода и т.д.), оптимальную конструкцию оборудования системы охлаждения с использованием природного холода, аккумуляторов и исследовать режимы ее работы.

#### **Результаты и их обсуждение**

На основе проведенных исследований предложена классификация основных аккумуляционных установок для охлаждения молока на фермах (рисунки 1).

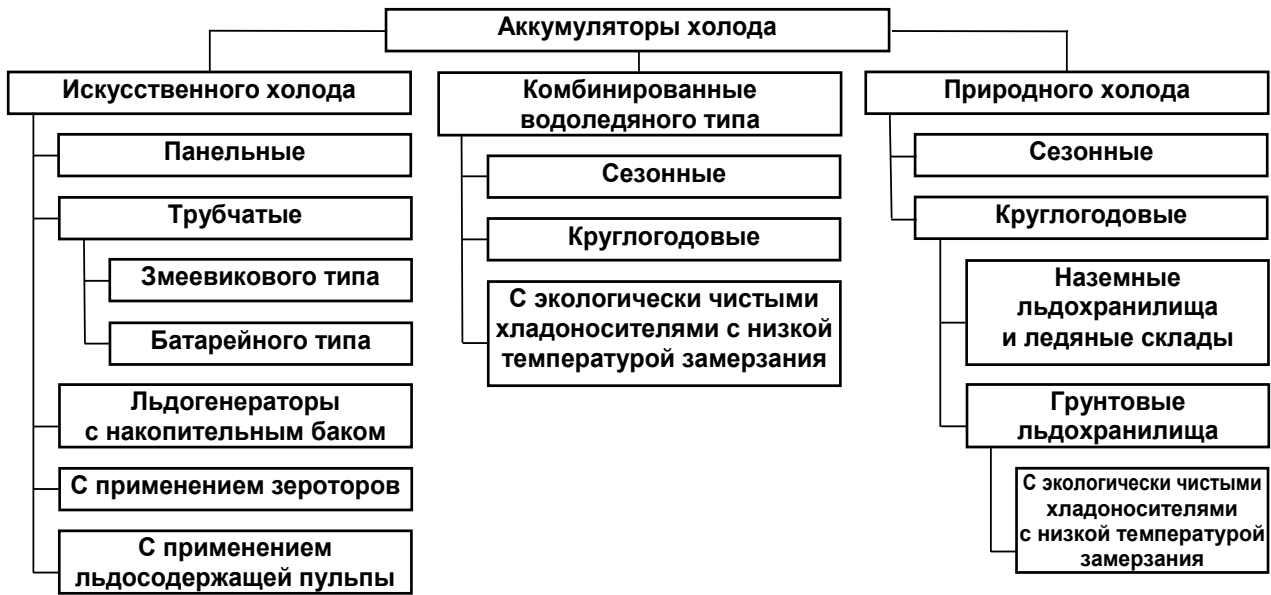


Рисунок 1 – Классификация основных аккумуляционных установок для охлаждения молока на фермах

В настоящее время наибольшее распространение получили трубчатые льдоаккумуляторы, змеевикового и батарейного типа.

Льдоаккумуляторы в основном используют для получения ледяной воды и поддержания ее температуры в диапазоне 0,5...2 °С посредством накопления льда на погружном испарителе. За счет большого количества намороженного льда льдоаккумулятор может компенсировать пиковые нагрузки, накапливать лед в ночные часы, а также существенно снизить требуемую холодопроизводительность и электрическую мощность компрессорного и вспомогательного оборудования.

В последнее время стали применять льдогенераторы в комбинации с накопительными баками, что позволяет в системах охлаждения использовать льдосодержащие пульпы (ЛСП) – айс-сларри, бинарный лед, жидкий лед и т.п. [2]

Для охлаждения жидких пищевых продуктов могут быть использованы удобные и компактные зероторы, которые заполнены теплоаккумулирующим веществом с температурой плавления не выше температуры термостатирования охлаждаемого объекта. Эти устройства, позволяют достигать определенных энергетических преимуществ. Однако в этих разработках не учитываются природные источники холода и затраты электроэнергии на охлаждение и хранение с/х продукции остаются относительно высокими [2].

Значительная экономия энергии может быть получена за счет применения в системах для охлаждения молока на фермах комбинированных аккумуляторов природного и искусственного холода с использованием экологически чистых хладоносителей с низкой температурой заморзания, что позволит также повысить надежность охлаждающих систем.

Был проведен анализ хладоносителей с низкой температурой заморзания, который показал, что применение экосола позволяет значительно повысить эффективность охлаждающих систем, при этом в его гигиеническом сертификате сказано, что по степени воздействия на человека экосол относится к веществам безопасным [3...5].

Кроме того, при понижении температуры он уменьшается в объеме, что исключает вероятность разрыва труб в охлаждающих системах даже при его заморзании, и не оказывает коррозионного воздействия на различные металлы, что позволяет увеличить надежность эксплуатации используемого оборудования.

Производится на основе этилкарбитола в различных модификациях: экосол-65, экосол-40, экосол-20 и экосол-10 (цифра обозначает температуру заморзания), которые выбираются из условий эксплуатации и поставляются в готовом к употреблению виде.

На рисунке 2 представлена технологическая схема энергосберегающей системы для первичной обработки молока на фермах с применением комбинированных аккумуляторов холода и экологически безопасного хладоносителя с низкой температурой заморзания экосол-40.



Теплоизолированный аккумулирующий резервуар может быть установлен и в помещении, и на открытом воздухе. В аккумулирующий резервуар помещен испаритель холодильной машины и гофрированные трубы (полости), подключенные к замкнутому контуру, по которому при помощи насоса циркулирует экосол.

Количество гофрированных труб зависит от потенциала природного холода, то есть от региона, в котором располагается установка и от удоя.

Для охлаждения хладоносителя предусмотрен приемник природного холода с вентилятором, который устанавливается на открытом воздухе. Для повышения эффективности процесса охлаждения воды и наморозки льда в теплоизолированном аккумулирующем резервуаре, гофрированные трубы (полости) выполнены из эластичного материала. Верхние части гофрированных труб системой трубопровода через насос, вентиль и приемник природного холода соединены с нижними концами гофрированных труб. Отделение слоя льда от поверхности гофрированных труб обеспечивается выключением и включением насоса хладоносителя.

Применение энергосберегающей системы с использованием льдоаккумулятора, природного холода и экологически безопасного хладоносителя с низкой температурой замерзания позволяет уменьшить затраты на электроэнергию в 1,5...3 раза в зависимости от региона

Так на ферме 50 голов в центральном регионе годовой экономический эффект составил 22000 руб.

Перспективным является разработка технологий и технических средств аккумуляции холода в виде льда с применением льдохранилищ не только наземного, но и грунтового типа за счет замораживания грунтов в холодный период года.

Использование льдохранилищ в системах охлаждения молока на фермах позволяет не только снизить затраты электроэнергии, но и повысить надежность процесса, при сохранении высокого качества молока.

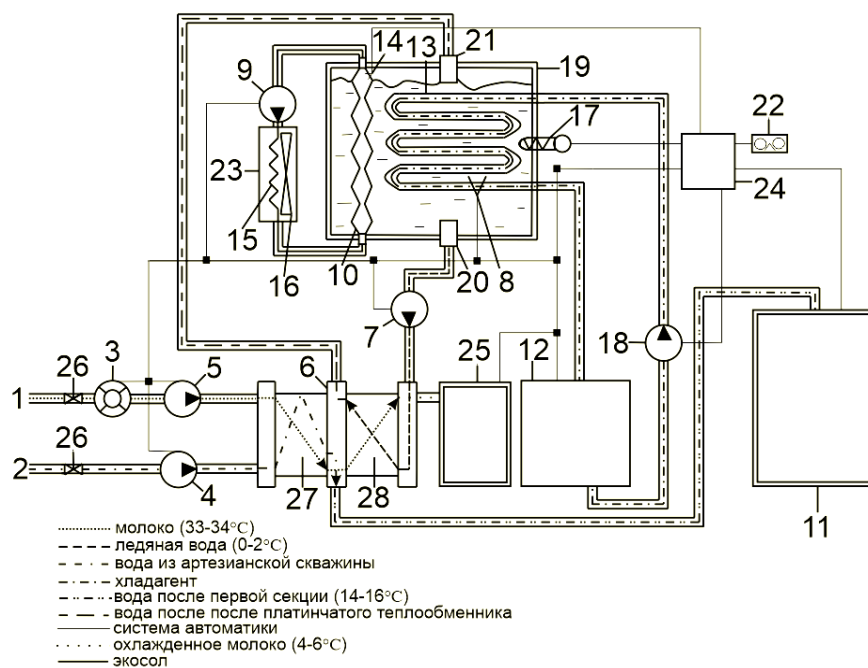


Рисунок 2 – Технологическая схема энергосберегающей системы для первичной обработки молока на фермах с применением комбинированных аккумуляторов холода и экологически безопасного хладоносителя с низкой температурой замерзания

1 – молокопровод; 2 – трубопровод для артезианской воды; 3 – бесконтактный счетчик молока; 4, 7 – насосы для холодной воды; 5 – насос для молока; 6 – теплообменник для охлаждения молока; 8, 14 – датчики толщины льда; 9 – насос для хладоносителя с низкой температурой замерзания (экосола); 10 – гофрированные трубы; 11 – рекуператор тепла; 12 – холодильная машина; 13 – испаритель; 15 – теплообменник для хладоносителя с низкой температурой замерзания; 16 – вентилятор; 17 – датчик температуры ледяной воды; 18 – насос для хладагента; 19 – теплоизолированный аккумулирующий резервуар; 20 – выходной патрубок; 21 – входной патрубок; 22 – датчик температуры наружного воздуха; 24 – приемник природного холода; 24 – управляющий блок; 25 – резервуар-термос для охлажденного молока; 26 – вентили; 27, 28 – секции теплообменника.

Основным фактором, определяющим аккумулирующую способность льдохранилища, является его вместимость. В результате проведенных исследований определены значения требуемых емкостей

ЛХ для молочных ферм на 100, 200 и 400 коров с годовым удоем от одной коровы 4000, 5000 и 6000 л. соответственно (таблица 1) [1].

Таблица 1 – Значения требуемых емкостей ЛХ для молочных ферм на 100, 200 и 400 коров

Типоразмер фермы, гол	Годовой удой, л/год					
	С предварительным охлаждением			Без предварительного охлаждения		
	4000	5000	6000	4000	5000	6000
100	75	90	110	150	187	225
200	150	188	225	300	375	450
400	300	375	450	600	750	900

Из данной таблицы видно, что применение предварительного охлаждения молока уменьшает требуемую емкость ЛХ в 2 раза.

В настоящее время в ФНАЦ ВИМ проводятся исследования по разработке технологии охлаждения молока на фермах при помощи грунтовых льдохранилищ с экологически чистыми хладоносителями с низкой температурой замерзания, в которых замораживание грунта и воды осуществляется за счет грунтовой охлаждающей термоустановки (ГТУ) с двухфазными термосифонами (термостабилизаторами), обеспечивающей охлаждение молока в течение круглого года без применения холодильных машин.

Каждый двухфазный термостабилизатор за активный (холодный) период своей работы намораживает ледяной цилиндр в воде или грунте, а в совокупности все установленные термостабилизаторы могут замораживать грунтовой массив практически любой конфигурации и объема [6, 7].

Грунтовые охлаждающие термоустановки включаются в работу автоматически при температурах атмосферного воздуха ниже температуры грунта. Установки этого типа не требуют энергетических и эксплуатационных затрат и постоянного обслуживающего персонала. Теплоперенос из охлаждаемой среды осуществляется легкокипящим хладагентом – сжиженным пропаном в процессе его естественной конвекции и фазовых превращений.

В холодный период пропан в испарительной части грунтовой охлаждающей термоустановки кипит и испаряется, отбирая тепло от грунта или воды. Образующийся пар поднимается в конденсаторную часть грунтовой охлаждающей термоустановки, конденсируется в процессе охлаждения наружным воздухом и под действием гравитационных сил возвращается в испарительную часть. В результате среда, окружающая испарительную часть, охлаждается. Когда температура воздуха становится выше, чем температура охлаждаемого грунта, охлаждающая термоустановка запирается. Процесс накопления холода происходит естественно и непрерывно.

На рисунке 3 представлена технологическая схема разработанной системы охлаждения молока на фермах, состоящей из грунтовой термоохлаждающей установки (ГТУ), грунтового льдоаккумулятора с пластиковыми трубками, заполненными хладоносителем экосол-40, проточного теплообменника и циркуляционного насоса хладоносителя [8].

Система работает следующим образом.

После дойки молоко из молокопровода доильной установки 1 поступает в релизер 2, который вакуумируется насосом 3. Датчики уровней 4 последовательно включают и отключают универсальный молочный насос 5 в зависимости от уровня молока в релизере. Молоко насосом 5 подается в канал проточного теплообменника 6. Таким образом, молоко в проточном пластинчатом теплообменнике движется дискретно (импульсами).

С блока управления 7 синхронно с молочным насосом 5 или по заданной программе включается насос 8 и хладоноситель из пластиковых трубок 16, расположенных в грунтовой льдоаккумуляторе 15, через вентиль 10 попадает в пластинчатый теплообменник 6, где охлаждает молоко, после чего возвращается обратно в грунтовой льдоаккумулятор 15, образуя замкнутый контур. Охлажденное молоко направляется в резервуар-термос 9.

При повышении температуры молока в резервуаре-термосе 9 выше +6°C и когда нет дойки, открывается вентиль 11 и молоко по дополнительному молокопроводу 14 направляется в проточный теплообменник 6 для охлаждения. В этом случае экологически чистый хладоноситель с низкой температурой замерзания циркулирует по тому-же замкнутому контуру, что и при первичном охлаждении молока.

Температура молока и хладоносителя контролируется при помощи датчиков температуры 12 и 13.

Для замораживания грунта в льдоаккумуляторе 15 используются двухфазные термостабилизаторы 17.

Обработанное по предложенной технологии молоко охлаждается практически сразу же после дойки, что позволяет сохранить его высокие качества без применения холодильных машин.

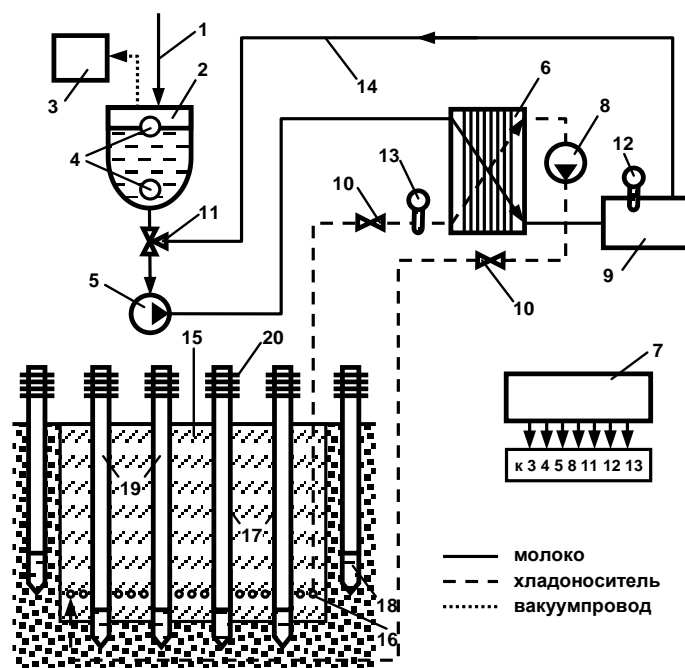


Рисунок 3 – Технологическая схема системы охлаждения молока на фермах

1 – молокопровод доильной установки; 2 – релизер; 3 – вакуумный насос; 4 – датчики уровней; 5 – молочный насос; 6 – проточный пластинчатый теплообменник; 7 – блок управления; 8 – насос хладоносителя; 9 – резервуар-термос для охлажденного молока; 10 – вентили; 11 – регулируемый вентиль; 12 – датчик температуры молока; 13 – датчик хладоносителя; 14 – молокопровод; 15 – грунтовой льдоаккумулятор; 16 – пластиковые трубки; 17 – тепловые трубы термостабилизаторов; 18 – нижняя часть тепловых труб с пропаном; 19 – испарительная часть; 20 – воздушный конденсатор.

### Закключение

Предлагаемые системы обладают высокой надежностью, большей хладопроизводительностью, аккумулярующей способностью, уровнем автоматизации и уменьшенными затратами на электроэнергию. Этим объясняется ее более высокая энергоэффективность в режимах аккумулярования и использования природного холода. Энергозатраты на первичную обработку молока снижаются в 1,5...3 раза в зависимости от агроклиматического региона страны.

Система охлаждения молока с ГТУ может быть установлена и в условиях самых удаленных животноводческих ферм, комплексов и на пастбищах, так как здесь имеется возможность наиболее эффективно применять источники природного холода.

Термостабилизаторы ГТУ не требуют затрат электроэнергии, обслуживания, срок службы составляет десятки лет, а использование экологически чистого хладоносителя с низкой температурой замерзания позволяет повысить надежность процесса охлаждения молока до необходимой температуры в течение всего года без применения холодильных машин.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Коршунов, Б. П. Применение природного холода в АПК / Б. П. Коршунов, Ф. Г. Марьяхин, А. И. Учеваткин, А. Б. Коршунов. – М.: ФГБНУ ВИЭСХ, 2015. – 168 с.
2. Лапшин, В.Д. Способы получения льдосодержащих пульп // Холодильная техника. – 2013. – № 6. – С. 46–49.
3. Коршунов, А. Б. Повышение энергоэффективности оборудования для охлаждения молока с использованием природного холода // А. Б. Коршунов, В. В. Иванов, Б. П. Коршунов. – М.: ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, 2019. – 128 с.
4. Цой, А. П. Классификация хладоносителей и их анализ установок / А. П. Цой, А. А. Круглов, Р. Р. Тазитдинов // Сборник докладов международной научно-технической конференции (19 февраля 2015 г.). – Алматы: АТУ, 2015. – С. 161–164.

5. Маринюк, Б. Т. Экологически безопасные хладоносители, особенности применения, свойства / Б. Т. Маринюк, В. П. Баранник // Холодильная техника. – 2004. – № 3. – С. 12-13.
6. Галкин, М. Л. Термостабилизация вечномерзлых грунтов / М. Л. Галкин, А. М. Рукавишников, Л. С. Генель // Холодильная техника. – 2013. – № 10. – С. 44–47.
7. Козловцев, А. П. Обоснование и разработка энергосберегающей технологии охлаждения молока в замкнутом цикле системы «атмосфера-инженерное сооружение-водная среда»: а-т дис. ... д-р. ист. наук. – Оренбург, 2017.
8. Пат. 2674895 Российская Федерация, МПК F25D 1/00, A01J 9/04. Устройство и способ для охлаждения молока / Коршунов Б. П., Коршунов А. Б., Лобачевский Я. П., Соловьев С. А. – опубл. 13.12.18, Бюл. № 35.

УДК 664.9.03

## THE STUDY OF THE CONCENTRATION OF CURD WHEY BY FREEZING

### ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА КОНЦЕНТРИРОВАНИЯ ТВОРОЖНОЙ СЫВОРОТКИ МЕТОДОМ ВЫМОРАЖИВАНИЯ

<b>Ovsyannikov V.Yu.</b> <sup>1a</sup> , Cand. Tech. Sc., associate professor <b>Altayuly S.</b> <sup>1b</sup> , Doct. Tech. Sc., professor	<b>Овсянников В.Ю.</b> <sup>1a</sup> , канд. тех. наук, доцент <b>Алтайулы С.</b> <sup>2b</sup> , докт. тех. наук, профессор
1 – FSBEI HE «Voronezh State University of Engineering Technologies», Russia, 394036, Voronezh, Revolution Avenue, 19 2 – S. Seifullin Kazakh AgroTechnical University, Republic of Kazakhstan, 010011, Nur-Sultan, Zhenis avenue, 62	1 – ФГБОУ ВО «Воронежский государственный университет инженерных технологий», Россия, 394036, Воронеж, просп. революции, 19 2 - АО «Казахский агротехнический университет имени С. Сейфуллина», Республика Казахстан, 010011, г. Астана, просп. Победы, 62
<b>E-mail:</b> a – ows2003@mail.ru; b – sagimbek@mail.ru	

#### Abstract

The conditions for conducting the process of concentration of liquid media by the method of freezing moisture should be selected taking into account their properties and based on an analysis of the processes taking place inside the products themselves.

The creation of rational apparatus designs requires in-depth knowledge of the processes occurring both in the working chamber and in the processed materials. The concentration process by the method of freezing cottage cheese whey in a continuous screw mold was studied. Dependencies are obtained in graphical form, which reflect the change in the concentration ratio of serum and the specific amount of frozen ice depending on the change in the operating parameters of the mold.

#### Аннотация

Условия проведения процесса концентрирования жидких сред методом вымораживания влаги следует выбирать с учетом их свойств и на основе анализа процессов, протекающих внутри самих продуктов. Создание рациональных конструкций аппаратов требует глубоких знаний процессов, происходящих как в рабочей камере, так и в обрабатываемых материалах. Исследован процесс концентрирования методом вымораживания творожной сыворотки в шнековом кристаллизаторе непрерывного действия. В графической форме получены зависимости, отражающие изменение кратности концентрирования сыворотки и удельного количества вымороженного льда в зависимости от изменения режимных параметров работы кристаллизатора.

Экспериментальные исследования процесса вымораживания творожной сыворотки проводились на экспериментальной установке, оснащенной необходимыми контрольно-измерительными приборами и приспособлениями, принципиальная схема которой приведена на рисунке 1.

Экспериментальная установка состоит из кристаллизатора с очищаемой теплообменной поверхностью, системы подачи хладагента в охлаждающую рубашку и привода устройства для удаления льда из кристаллизатора. Главной частью установки является кристаллизатор с очищаемой теплообменной поверхностью, представляющий собой неподвижный цилиндрический корпус 1, снабженный охлаждающей рубашкой 2.

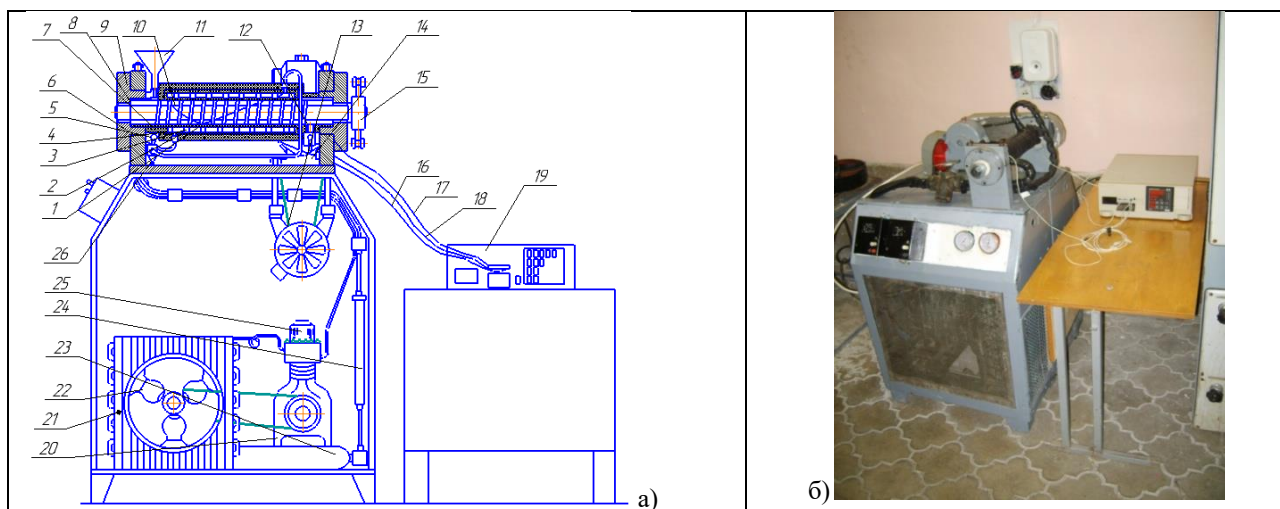


Рисунок 1 – Экспериментальная установка: а) - схема; б) – фотография:

1 – цилиндрический корпус; 2 – охлаждающая рубашка; 3,4 – патрубки подачи жидкого хладагента в рубашку и отвода газообразного хладагента; 5 – навивка стальная; 6 – опора; 7 – изоляция; 8 – фторопластовая втулка; 9 – крышка; 10 – шнек; 11 – воронка для подачи продукта; 12 – патрубок для выхода суспензии лед - концентрат; 13 – электродвигатель привода шнека; 14 – редуктор; 15 – цепная передача; 16, 17, 18 – термопары; 19 – универсальный измеритель-регулятор ТРМ138; 20 – компрессор; 21 – конденсатор; 22 – электродвигатель холодильного агрегата; 23 – ресивер; 24 – фильтр-осушитель; 25 – реле давления; 26 – терморегулирующий вентиль

Корпус кристаллизатора (внутренний цилиндр) и рубашка охлаждения (внешний цилиндр) образуют испарительную камеру кольцевого сечения. Оба цилиндра представляют собой трубы, изготовленные из нержавеющей стали X18H10T. Рубашка охлаждения соединена с внутренним цилиндром посредством сварки, таким же образом к ней приварены патрубок подачи хладагента в рубашку 3 и патрубок отвода хладагента из нее 4. Хладагент циркулирует в испарительной камере по винтовой линии, образованной стальной навивкой 5 для обеспечения кипения в тонком слое при высоких скоростях движения хладагента, что способствует повышению коэффициента теплоотдачи от стенки внутреннего цилиндра хладагенту. Внутренний цилиндр не подвижно закреплен на двух опорах 6. С целью снижения потерь холода в окружающую среду охлаждающая рубашка снабжена тепловой изоляцией 7.

Внутри цилиндрического корпуса кристаллизатора на двух фторопластовых опорах скольжения 8, запрессованных в крышки 9, установлена подвижная часть аппарата — перемешивающее скребковое устройство для очистки поверхности теплообмена от намораживаемого льда, которое также служит для транспортировки смеси срезаемого льда и сконцентрированного продукта к выходному отверстию. Оно представляет собой шнек 10. Для ввода концентрируемого продукта внутрь кристаллизатора служит патрубок, снабженный воронкой 11, размещенный на конце цилиндрического корпуса. Жидкий хладагент поступает в охлаждающую рубашку 2 через патрубок 3 и движется противотоком с замораживаемым продуктом. Парообразный хладагент удаляется через патрубок 4. При контакте продукта с охлаждаемой стенкой цилиндра некоторая часть содержащейся в нем воды вымерзает. Образующийся слой льда срезается шнеком и кристаллы льда смешиваются с жидкостью. Образовавшаяся в цилиндре суспензия кристаллики льда - концентрат удаляется из кристаллизатора через патрубок 12, снабженный краном и расположенный на противоположном конце цилиндра.

Приводом шнека служит электродвигатель 13 марки АОЛ-2-II-4, соединенный при помощи клиноременной передачи с червячным редуктором 14 и оборудованный набором шкивов для ступенчатого изменения частоты вращения шнека от 0,04 до 0,2 с<sup>-1</sup>. Червячный редуктор соединяется со шнеком при помощи цепной передачи 15.

Время оборота вала шнека измерялось секундомером с ценой деления 0,1 с.

Для замера температуры стенки внутреннего цилиндра, а также температуры суспензии кристаллы льда - концентрат служат прикрепленные к стенке цилиндра 1 и патрубку выхода суспензии 12 хромель-копелевые термопары 16, 17 и 18, подсоединенные к электронному универсальному измерителю-регулятору 19 марки ТРМ138 фирмы «Овен».

Перед подачей продукта в кристаллизатор установки его температура измерялась ртутным термометром с пределами измерения -10 °С...+50 °С и ценой деления 0,1 °С. Для определения

объемов исходного продукта, вымороженного льда и сконцентрированного продукта использовались мерные цилиндры с ценой деления 1 мл. Для определения содержания сухих веществ в исходном продукте и концентрате, а также величины сухих веществ продукта, вынесенных вместе с вымороженным льдом, использовался рефрактометр ИРФ-22.

Система подачи хладагента в охлаждающую рубашку кристаллизатора состоит из холодильного агрегата ФАК-1,5МЗ, включающего поршневой сальниковый компрессор 20 марки 2ФВ-4/4,5, четырехсекционный конденсатор 21, электродвигатель 22, ресивер 23, фильтр-осушитель 24 марки ФО-80, реле давления 25 марки РД-3-01, терморегулирующий вентиль 26 марки 12ТРВ; всасывающий вентиль, нагнетательный вентиль, вентиль конденсатора. В качестве холодильного агента в холодильной машине использовался фреон 12.

Мощность холодильного агрегата позволяла при экспериментах получать температуру кипения холодильного агента от минус 5 °С до минус 28 °С за счет варьирования холодопроизводительности путем изменения частоты вращения вала компрессора. Давление во всасывающей и нагнетающей магистрали компрессора контролировалось манометрами.

При проведении экспериментальных исследований была использована следующая методика проведения опытов. После наружного осмотра установки включается в работу холодильная машина, открывается вентиль подачи хладагента в охлаждающую рубашку и контролируется температура стенки испарителя при помощи термометра. При достижении температуры близкой к рабочей включается привод шнека. Заданную частоту вращения шнека устанавливали заранее путем подбора и установки шкивов соответствующего диаметра для ременной передачи привода.

После достижения устойчивого режима работы периодически производили отбор проб вымороженного льда и сконцентрированного продукта, фиксировали значения величины температуры стенки испарителя установки, исходного и сконцентрированного продукта, давления кипения и конденсации хладагента, температуры вымороженного льда на выходе из установки. Одновременно определяли производительность установки по исходному продукту, вымороженному льду и сконцентрированному продукту.

Изучение влияния условий холодильной обработки творожной сыворотки на особенности вымораживания влаги при криоконцентрировании позволяет выявить особенности протекания процесса сгущения, установить характерные закономерности, отражающие изменение параметров процесса криоконцентрирования творожной сыворотки, а также определить величину потерь целевого компонента концентрируемого раствора при реализации указанного процесса [1].

Исследование процесса криоконцентрирования творожной сыворотки в кристаллизаторе шнекового типа позволило получить характерные зависимости, отражающие особенности процесса концентрирования творожной сыворотки в исследуемом диапазоне изменения режимных параметров функционирования, описанные в виде графических интерпретаций, представленных на рисунках 2...5.

Механизм процесса криоконцентрирования жидких сред определяется в основном режимом проведения указанного процесса и характером связи влаги с материалом или условиями миграции молекул воды к поверхности фронта кристаллизации и встраивании их в кристаллическую структуру льда. Режим вымораживания влаги, определяющий механизм процесса, характеризуется следующими параметрами: температурой охлаждающей среды или теплообменной поверхности, воспринимающей теплоту кристаллизации влаги, скоростями перемещения и площадью поверхности контакта теплообменивающихся сред, видом и концентрацией растворенных веществ продукта [2, 3].

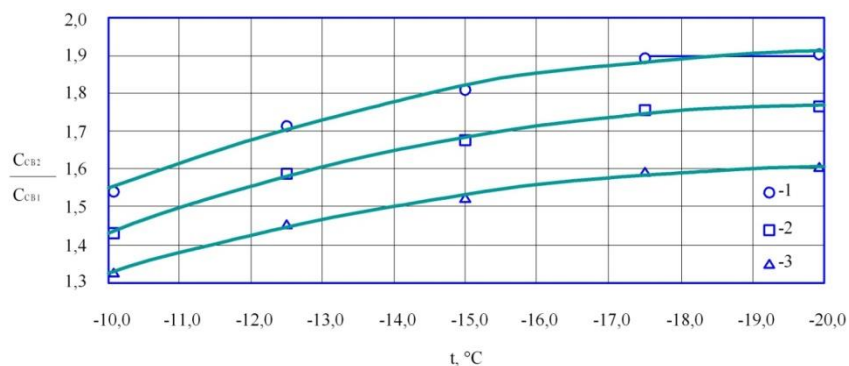


Рисунок 2 - Изменение кратности концентрирования  $C_{CB2}/C_{CB1}$ , от средней температуры стенки испарителя  $t$ , °С, при частоте вращения шнека  $n=0,12 \text{ c}^{-1}$  и начальном содержании сухих веществ  $C_{CB1}$ , %: 1 – 6,3 %; 2 – 11,3 %; 3 – 16,3 %

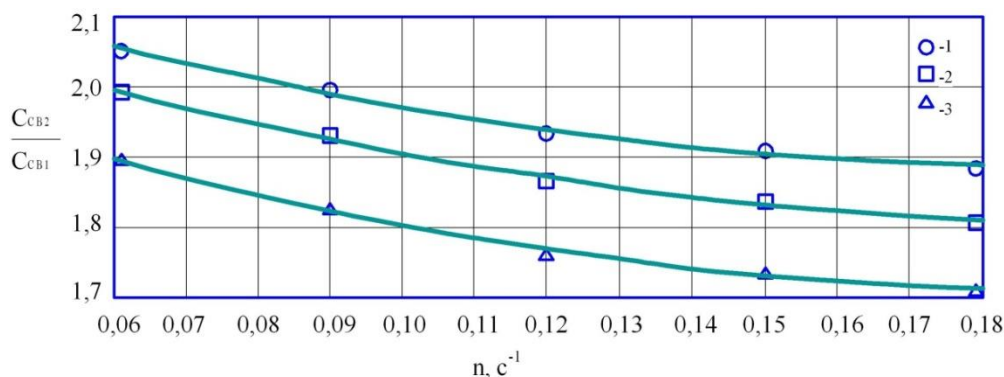


Рисунок 3 – Изменение кратности концентрирования  $C_{CB2}/C_{CB1}$ , от частоты вращения шнека  $n, c^{-1}$ , при средней температуре стенки испарителя  $t=-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , начальном содержании сухих веществ  $C_{CB1}=6,3\%$  и шаге шнека, мм: 1 – 12 мм; 2 – 18 мм; 3 – 24 мм

Теплофизическая сущность теплообменных процессов состоит в том, что поверхность теплообмена отнимает теплоту от концентрируемой среды, причем, теплота частично выделяется при кристаллизации воды в лед, а частично передается в жидкой среде в результате конвекции. При этом возникают диффузионные процессы: влага на поверхности контакта с поверхностью теплообмена переходит в твердую фазу, а из внутренних слоев среды происходит миграция влаги к более концентрированному слою.

В действительности, описанные тепловые и массообменные процессы осложняются побочными явлениями и процессами, возникающими при концентрировании вымораживанием [4, 5].

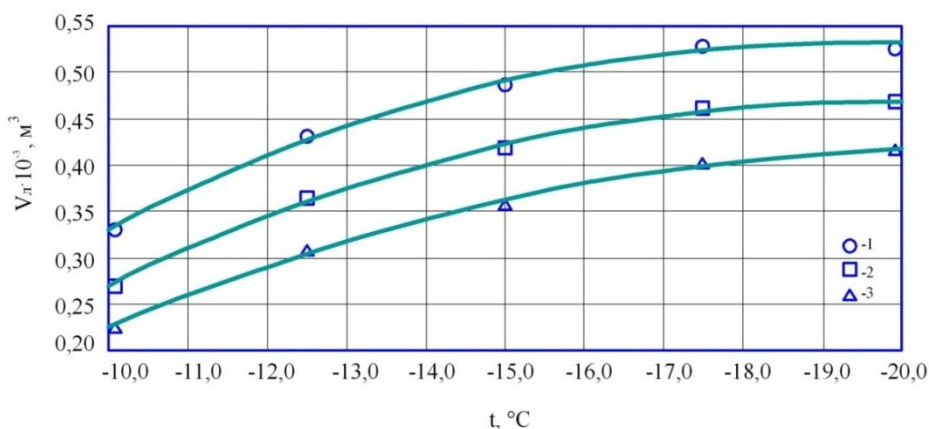


Рисунок 4 - Величина объема льда  $V_{л}, m^3$ , вымороженного из творожной сыворотки, от средней температуры стенки испарителя  $t, ^{\circ}$ , при частоте вращения шнека  $n=0,12\text{ }c^{-1}$  и начальном содержании сухих веществ  $C_{CB1},\%$ : 1 –  $C_{CB1}=6,3\%$ ; 2 –  $C_{CB1}=11,3\%$ ; 3 –  $C_{CB1}=16,3\%$

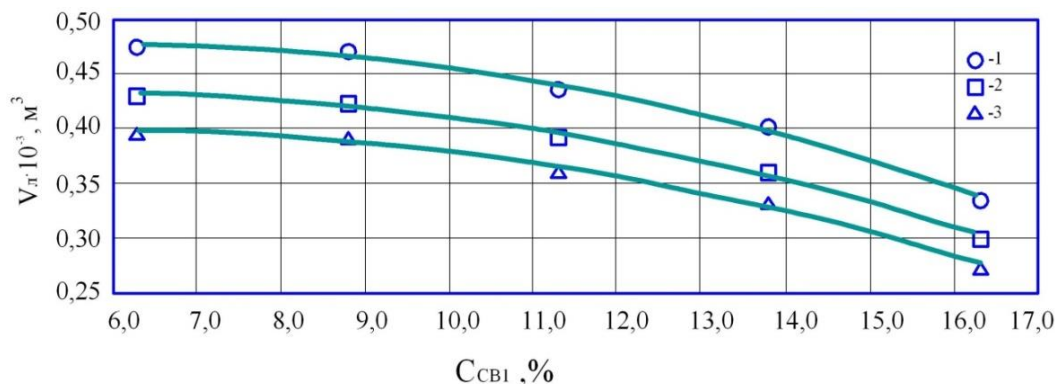


Рисунок 5 - Величина объема льда  $V_{л}, m^3$ , вымороженного из творожной сыворотки, от начального содержания сухих веществ  $C_{CB1}, \%$ , при средней температуре стенки испарителя  $t=-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  и частоте вращения шнека  $n, c^{-1}$ : 1 –  $0,06\text{ }c^{-1}$ ; 2 –  $0,12\text{ }c^{-1}$ ; 3 –  $0,18\text{ }c^{-1}$

Теплоотдача происходит исключительно на поверхности теплообмена, кристаллизация же влаги только в начале процесса вымораживания происходит на теплообменной поверхности в аппарате, а затем поверхность теплообмена с геометрической поверхности охлаждения аппарата перемещается вместе с фронтом кристаллизации, образуется слой льда, толщина которого увеличивается; теплота, отводимая при кристаллизации влаги, помимо преодоления термического сопротивления пограничного слоя, должна преодолевать все время, возрастающее термическое сопротивление слоя вымороженного льда – зоны кристаллизации, где передача теплоты в происходит только за счет теплопроводности, а это значит, что по мере образования и углубления зоны кристаллизации влаги интенсивность льдообразования уменьшается, скорость вымораживания падает, поэтому следует стремиться к непрерывному уменьшению толщины слоя льда, что и реализовано в шнековом кристаллизаторе.

В результате проведения исследований удалось установить, что, параметры процесса криоконцентрирования творожной сыворотки, значениями которых можно было варьировать в ходе проведения экспериментов, однозначно влияют на величину кратности концентрирования творожной сыворотки, а также на количество вымороженного льда. С повышением средней температуры стенки испарителя кристаллизатора кратность концентрирования и количество вымороженного льда, как правило, монотонно снижается. Также очевидно, что при величине температуры стенки испарителя шнекового кристаллизатора, равной криоскопической температуре творожной сыворотки при соответствующем содержании растворенных веществ, вымораживание влаги на поверхности испарителя и льда удаляемого шнеком установки, прекращается.

Увеличение содержания сухих веществ в исходной сыворотке и повышение частоты вращения шнека кристаллизатора, вызывает снижение величины кратности концентрирования и количества вымороженного льда из творожной сыворотки. Увеличение шага шнека кристаллизатора вызывает смещение кривых, отражающих кратность концентрирования на графиках в сторону уменьшения величины кратности концентрирования. При этом отмечено, что для всех описанных условий работы кристаллизатора снижение содержания сухих веществ в исходном продукте приводит к менее выраженному характеру повышения содержания растворенных веществ концентрате.

Характерным является снижение кратности концентрирования, поскольку с увеличением содержания растворенных веществ в исходной творожной сыворотке повышается сопротивление тепло- и массопереносу, и, соответственно, замедляется переход молекул воды из жидкого состояния в кристаллическое, что требует большего времени и затрат энергии на ее вымораживание. Повышение температуры стенки испарителя вызывает уменьшение содержания сухих веществ в сконцентрированном продукте. При постоянных значениях содержания сухих веществ в исходном продукте и температуры стенки испарителя значение содержания сухих веществ в концентрате снижается при увеличении частоты вращения шнека, что следует учитывать при управлении кристаллизатором [6, 7].

Семейство кривых, отражающих величину объема льда, образующегося на поверхности испарителя кристаллизатора, в зависимости от изменения температуры поверхности вымораживания и начального содержания сухих веществ в сыворотке также носят идентичный характер. Увеличение начального содержания сухих веществ в сыворотке при постоянной температуре испарителя кристаллизатора нелинейно снижает удельное количество вымороженного льда.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Короткий И.А. Исследование процессов криоконцентрирования молочной сыворотки / И.А. Короткий, П.А. Гунько, Д.Е. Федоров // Вестник красноярского государственного аграрного университета. 2014. №1. С. 148-153.
2. Овсянников В.Ю. Концентрирование плазмы крови крупного рогатого скота вымораживанием. // Мясная индустрия. 2013. № 7. С. 47-49.
3. Named Hashemi, Saeedeh Babaei, Amir H. Mohammadi, Paramespri Naidoo, Deresh Ramjugernath. Experimental study and modeling of the kinetics of refrigerant hydrate formation. The Journal of Chemical Thermodynamics. Volume 82, March 2015, P. 47-52.
4. Кретов И.Т., Овсянников В.Ю., Панченко С.Л.. Влияние концентрирования на аминокислотный состав творожной сыворотки / Пищевая промышленность. - 2010. - № 1. - С. 44-45.
5. Гушин А.А. Концентрирование творожной сыворотки разделительным вымораживанием. Вестник Красноярского государственного университета. 2017. № 10 (133). С. 168-174.
6. Овсянников В.Ю. Управление процессом низкотемпературного концентрирования жидких сред вымораживанием / В.Ю. Овсянников, Н.И. Бостынец, А.Н. Денежная, Я.И. Кондратьева // Автоматизация. Современные технологии. 2016. №2. С. 10-13.
7. Алтайулы С., Жакупова Г.Н., Байтуkenова Ш.Б. Способ производства композиционного творожно-растительного продукта специального назначения / Вестник Государственного Университета имени Шакарима. 2016. №1. - С. 3-6.



**ASPECTS OF RECONSTRUCTION OF COLD SUPPLY  
SYSTEMS FOR OIL DEWAXING PLANTS**

**ОСОБЕННОСТИ РЕКОНСТРУКЦИИ СИСТЕМ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ  
УСТАНОВОК ДЕПАРАФИНИЗАЦИИ МАСЕЛ**

<b>Petrov E.T.</b> <sup>1a</sup> , Cand. Tech. Sc., associate professor <b>Kruglov A.A.</b> <sup>1b</sup> , Cand. Tech. Sc. <b>Tsoy A.P.</b> <sup>2c</sup> , Cand. Tech. Sc., professor	<b>Петров Е.Т.</b> <sup>1а</sup> , канд. тех. наук, доцент <b>Круглов А.А.</b> <sup>1б</sup> , канд. тех. наук <b>Цой А.П.</b> <sup>2с</sup> , канд. тех. наук, профессор
1 – ITMO University, Russia, 191002, St. Petersburg, Lomonosova str., 9 2 – Almaty Technological University Kazakhstan, 050000, Almaty, st. Tole bi 100	1 – Университет ИТМО, Россия, 191002, г. Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9 2 – Аламадинский технологический университет Казахстан, 050000, Алматы, ул. Толе би 100
<b>E-mail:</b> a – Petrov_ET@refropkb.ru; b – kruglov@refropkb.ru; c – teniz@bk.ru	

**Abstract**

This article examines methods of value improvement practices of refrigeration supply systems for oil dewaxing units and proposes options for upgrading of existing plants based on modification of existing refrigeration system, improved rate of cooling agent circulation, reducing of thermodynamic losses and also improved schema and usage of crystallizers. Whole set of recommendations allows customers to decrease lubricating oil chilling temperature end energy demand.

**Аннотация**

В работе выполнен анализ методов повышения эффективности систем холодоснабжения установок депарафинизации масел, предлагаются способы модернизации действующих объектов за счет изменения схем холодоснабжения, кратности циркуляции хладагента, снижения термодинамических необратимых потерь, схем обвязки кристаллизаторов. Весь комплекс предложений позволяет снизить температуры застывания масел и уровень энергопотребления.

**Введение**

На предприятиях нефтехимической и нефтеперерабатывающей промышленности большое внимание уделяется наращиванию мощностей и повышению эффективности производств масел и парафинов. Это связано с ростом потребности в продукции этих производств (синтетических жирозаменителей, моющих средств, поверхностно-активных веществ и др.), особое значение при этом имеют технологии по производству низкозастывающих масел.

Значимость проблемы объясняется также тем, что на многих предприятиях оборудование выработало рабочий ресурс, средства контроля и управления требуют модернизации. В результате обследований [1] ряда предприятий выявлен повышенный уровень энергопотребления, интенсивность теплообмена в кристаллизаторах установок депарафинизации масел достаточно часто не соответствует требованиям регламента.

**Объекты и методы исследования**

Современный уровень развития холодильной техники позволяет существенно повысить эффективность работы действующих производств за счет:

- использования многоизотермовых холодильных циклов (с многократным дросселированием);
- использования высокоэффективных насосно-циркуляционных и локально-циркуляционных схем холодоснабжения;
- максимального снижения необратимостей отдельных процессов в системах;
- использования высокоэффективного оборудования, оснащенного средствами оптимального регулирования;
- максимального использования естественного холода в процессе эксплуатации и т. д.

Анализ технологий различных производств указывает на целесообразность применения холодильных циклов с двумя и более температурами кипения хладагента. При проектировании новых и

реконструкции действующих производств следует использовать двух- и трехсекционные центробежные компрессоры, обеспечивающие незначительный выброс масла в систему, возможность регулирования температуры конденсации с использованием комбинированного способа (частотное регулирование с применением входного регулирующего аппарата). Перевод работы на 2 или 3 температуры кипения (рисунок 1) позволит снизить уровень энергопотребления, повысить надежность работы кристаллизаторов.

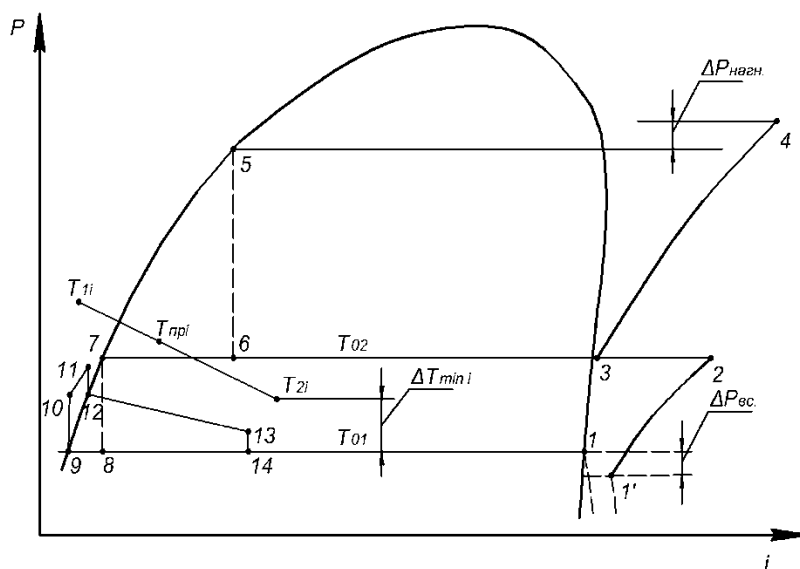


Рисунок 1 – Особенности проектирования контуров систем непосредственного охлаждения,  $n_{ц} > 1$

Применение схем с избыточной кратностью циркуляции хладагента дает возможность повысить работоспособность всех кристаллизаторов системы, высокую интенсивность теплообмена, снижается возможность заброса большого количества жидкого хладагента на всасывание компрессоров. Учитывая значительное количество кристаллизаторов в схемах установок, представляется целесообразным использование локально-циркуляционных схем [2, 3], что обеспечит возможность сократить количество насосов, уменьшить вместимость системы, размеры трубопроводов и арматуры.

Минимизация необратимых потерь может быть достигнута за счет снижения перепадов температур в кристаллизаторах и конденсаторах, промежуточного контактного теплообмена и др.

Комплексная реконструкция систем холодоснабжения на производстве масел позволяет существенно повысить эффективность работы в процессе круглогодичной эксплуатации.

#### Заключение

1. При снижении температуры масляных фракций обеспечивается более полное удаление твердых парафинов за счет использования способа депарафинизации кристаллизацией сырья в смеси с растворителем (смесью толуола и МЭКа).

2. Основным недостатком действующих систем является значительная неравномерность (до 40%) плотности теплового потока на поверхности кристаллизаторов, особенно при использовании безнасосных схем непосредственного охлаждения.

3. Приведенный метод комплексного подхода при проведении реконструкции объектов позволяет существенно повысить эффективность работы кристаллизаторов и всей системы (увеличение равномерности и значений плотности теплового потока в кристаллизаторах, повышение эффективности работы холодильных циклов и т.д.).

4. Использование естественного холода при наличии средств оптимального адаптивного управления позволяет существенно расширить возможности системы холодоснабжения и снизить расходы эксплуатационных затрат ~на 25-30%.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Отчет по научно-исследовательской теме «Исследование и повышение эффективности работы холодильной станции на установке депарафинизации масла», ЛТИХП, 1977.

2. Холодильная установка [Текст] : полезная модель RU 26262 U1 Рос. Федерация : МПК F25B 1/00 / Петров Е.Т., Наместников С.Н. ; заявитель и патентообладатель Санкт-Петербургский гос. ун-т низко-температурных и пищевых технологий. — № 2002114144/20 ; заявл. 27.05.2002 ; опубл. 20.11.2002, Бюл. № 32.

3. Холодильная установка [Текст] : полезная модель RU 140261 U1 Рос. Федерация : МПК F25B 1/00 / Петров Е.Т., Наместников С.Н., Круглов А.А., Цупиков Д.В. ; заявитель и патентообладатель Минпромторг России (RU), ФГБОУ ВПО Санкт-Петербургский НИУ ИТМО (RU). — № 2013115955/06 ; заявл. 09.04.2013 ; опубл. 10.05.2014, Бюл. № 13.

УДК 621.57

**IMPROVING THE EFFICIENCY OF RAILWAY  
CONDITIONERS IN ACTUAL CLIMATIC CONDITIONS OF OPERATION**

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ  
В РЕАЛЬНЫХ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

<p><b>Radchenko N.I.</b><sup>1a</sup>, Doct. Tech. Sc., professor  <b>Radchenko A.N.</b><sup>1</sup>, Cand. Tech. Sc., associate professor  <b>Tsoy A.P.</b><sup>2</sup>, Cand. Tech. Sc., professor  <b>Kantor S.A.</b><sup>3</sup>, Cand. Tech. Sc.  <b>Tkachenko V.S.</b><sup>1</sup>, Ph.D. student</p>	<p><b>Радченко Н.И.</b><sup>1а</sup>, док. тех. наук, профессор  <b>Радченко А.Н.</b><sup>1</sup>, канд. тех. наук, доцент  <b>Цой А.П.</b><sup>2</sup>, канд. тех. наук, профессор  <b>Кантор С.А.</b><sup>3</sup>, канд. тех. наук  <b>Ткаченко В.С.</b><sup>1</sup>, аспирант</p>
<p>1 – Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ukraine, 054000, Mykolaiv, pr. Heroes of Ukraine, 9  2 – Almaty Technological University, Republic of Kazakhstan, 050012, Almaty, Tole Bi, 100  3 – JSC “Plant “Ekvator”, Ukraine, 054020, Mykolaiv, Dekabristov Str., 60</p>	<p>1 – Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина, 054000, Николаев, пр. Героев Украины, 9  2 – Алматинский Технологический Университет, Республика Казахстан, 050012, Алматы, Толе би, 100  3 – АО «Завод «Экватор», Украина, 054020, Николаев, ул. Декабристов, 60</p>
<p><b>E-mail:</b> a – nirad50@gmail.com</p>	

**Abstract**

The operation efficiency of air conditioning systems (ACS) depends on a duration of their operation period and loadings of their refrigeration machines of definite installed (design) refrigeration capacity. The longer duration of ACS operation, the larger refrigeration capacity production according to current cooling needs during operation period. So as the operation efficiency of railway ACS and their refrigeration machines depends on a duration of their operation on the route line it can be estimated by a refrigeration capacity production for the operation period considered.

The method to determine the rational design heat load on railway air conditioning system matching the changeable climatic conditions and providing a maximum refrigeration capacity production for the operation period was developed.

One of the most attractive reserves of enhancing the efficiency of air conditioning systems consists in efficient operation of their air coolers (refrigerant evaporators), intended to match varying thermal loads in response to current changeable climatic conditions.

A proposed concept of enhancing heat efficiency of air coolers with boiling refrigerants inside channels is intended to solve the problem of uneven external thermal load distribution between refrigerant coils and changeable current thermal loads on air coolers by over filling all the coils through liquid refrigerant jet pump (injector) recirculation that provides excluding the final stage of refrigerant evaporation with low intensity of heat transfer to superheated vapors.

The principle of over filling all the refrigerant coils by liquid refrigerant injector recirculation is very useful for air coolers of railway air conditioners influenced by varying heat loads during operation at current changeable climatic conditions on the routes.

#### **Аннотация**

Эффективность работы систем кондиционирования воздуха (СКВ) зависит от продолжительности их работы и нагрузки на их холодильные машины определенной установленной (проектной) холодопроизводительности. Чем больше продолжительность работы СКВ, тем больше выработка холода в соответствии с текущими его затратами на охлаждение в течение периода эксплуатации. Поскольку эффективность работы железнодорожных СКВ и их холодильных машин зависит от продолжительности их эксплуатации на рейсовой линии, ее можно оценить по выработке холода за рассматриваемый период эксплуатации.

Разработан метод определения рациональной проектной тепловой нагрузки на систему кондиционирования железнодорожного транспорта, соответствующей изменяющимся климатическим условиям и обеспечивающей максимальную выработку холода за период эксплуатации.

Один из наиболее привлекательных резервов повышения эффективности систем кондиционирования воздуха заключается в эффективной работе их воздухоохладителей (испарителей хладагента) при меняющихся тепловых нагрузках в соответствии с текущими климатическими условиями.

Предложенная концепция повышения тепловой эффективности воздухоохладителей с кипением хладагента внутри змеевиков позволяет решить проблему ее снижения из-за неравномерного распределения внешней тепловой нагрузки между змеевиками и меняющихся тепловых нагрузок в целом на воздухоохладители путем рециркуляции жидкого хладагента в воздухоохладителе струйным насосом (инжектором), что обеспечивает исключение конечной стадии испарения хладагента с низкой интенсивностью теплоотдачи к перегретым парам хладагента.

Принцип рециркуляции жидкого хладагента весьма эффективный для воздухоохладителей железнодорожных кондиционеров, на эффективности которых сильно сказываются меняющиеся тепловые нагрузки, обусловленные текущими климатическими условиями эксплуатации на конкретной рейсовой линии.

#### **Введение**

Эффективность эксплуатации систем кондиционирования воздуха (СКВ), в частности, и железнодорожных кондиционеров, зависит от продолжительности их работы и загруженности холодильных машин (ХМ) в соответствии с текущими затратами холодопроизводительности на тепловлажностную обработку воздуха.

Чем больше загруженность ХМ и продолжительность работы СКВ в течение определенного периода (месяца, сезона, года), тем больше выработка холода холодильной машиной, т.е. более полностью используется установленная (проектная) холодопроизводительность.

Поэтому правомерно оценивать эффективность использования железнодорожных кондиционеров и, соответственно, холодопроизводительности их холодильных машин по выработке холода в соответствии с его текущими затратами при эксплуатации в климатических условиях на конкретных рейсовых линиях за один из наиболее теплых летних месяцев (июль, август).

Вполне очевидно, что максимальной, точнее, близкой максимальной, выработке холода за выбранный период эксплуатации (например, месяц) будет соответствовать рациональная установленная (проектная) холодопроизводительность кондиционеров.

Выбору проектной тепловой нагрузки СКВ посвящено немало исследований в области тригенерационных установок – комбинированной выработки энергии, тепла и холода [1, 2], включая методы согласования режимов их выработки и потребления [3, 4], а также критерии оценки их эффективности [5, 6]. Анализ результатов большинства исследований приводит к заключению, что о правильности выбора рациональной проектной тепловой нагрузки можно судить по годовому эффекту, в частности, в виде сокращения потребления топлива [7, 8], увеличения выработки разных видов энергии [9, 10] как базовых составляющих при оценке экономической эффективности технического решения.

Основные положения методологии расчета проектной холодопроизводительности СКВ приведены в работах [7, 11, 12] и базируются на методе рационального проектирования, разработанном авторами для систем охлаждения циклового воздуха тепловых двигателей [7, 12] и СКВ стационарных объектов [11], а также железнодорожных кондиционеров [13, 14].

Другой проблемой, которую приходится решать для СКВ, и прежде всего транспортных (железнодорожных, судовых и т.п.), является обеспечение высокой тепловой эффективности воздухоохладителей (ВО) с кипением хладагента в змеевиках при меняющихся тепловых нагрузках. Хотя ее решение поддержанием определенного перегрева паров хладагента на выходе из воздухоохладителей с помощью терморегулирующих вентилей (ТРВ) и считается общепринятым, оно все же не обеспечивает эффективную работу всех змеевиков ВО (с высокой интенсивностью теплообмена) в условиях неодинаковых тепловых нагрузок на змеевики со стороны воздуха. Эта неравномерность особенно сказывается в компактных транспортных кондиционерах, к тому же при довольно резкой смене климатических условий в течение рейса. Вполне понятно, что при поддержании перегрева общего потока паров хладагента на выходе из ВО с помощью ТРВ часть змеевиков все же будет работать неэффективно из-за большого перегрева паров хладагента в них при повышенных тепловых нагрузках со стороны воздуха, когда процессы кипения хладагента в них проходят в режиме "сухой стенки" с крайне низкой интенсивностью теплоотдачи к перегретым парам в отличие от интенсивной теплоотдачи к жидкому хладагенту в перемежающихся и кольцевом режимах внутритрубного кипения [15].

Множество работ посвящено исследованиям теплоотдачи при внутриканальных фазовых переходах: кипения [16, 17], конденсации [18], ее интенсификации применением различных схем и способов циркуляции хладагента в испарителях пароконденсаторных ХМ [15, 19], контактного охлаждения циклового воздуха и отработавших газов тепловых двигателей [20], теплоиспользующими ХМ, в частности ступенчатого охлаждения воздуха [21], холодильными машинами комбинированного типа [22].

Известные способы выравнивания тепловых нагрузок на змеевики ВО применением направляющих воздушный поток заслонок, подбором подводящих хладагент трубок от распределителя ("паука") также энергозатратны и недостаточно эффективны.

Не дает принципиального решения проблемы снижения тепловой эффективности ВО в реальных условиях эксплуатации при неравномерных по поверхности (змеевиков) ВО и меняющихся (в соответствии с текущими параметрами наружного воздуха) тепловых нагрузках применение современных систем кондиционирования с регулированием расхода хладагента (Variable Refrigerant Flow (VRF) system) [23, 24] и компрессоров регулируемой производительности [25, 26], поскольку поддержание требуемого перегрева паров хладагента на выходе ВО не исключает неэффективной работы отдельных змеевиков при кипении хладагента в режиме "сухой стенки".

Решением проблемы мог быть переход на насосную циркуляцию хладагента в ВО, тем более, что в железнодорожных кондиционерах уже предусмотрено наличие отделителей жидкости на всасывании компрессора и ресиверов для хранения избыточного хладагента. Насосная циркуляция жидкого хладагента в испарителях обеспечивает эффективную работу крупных промышленных разветвленных систем охлаждения, а также морозильных аппаратов. Но для таких минисистем циркуляции хладагента в компактных железнодорожных кондиционерах применение электронасосов минимальных размеров тоже решение не из дешевых. Весьма перспективным является применение для циркуляции струйных аппаратов (эжекторов) [27, 28], в случае жидкого хладагента – насоса струйного типа (инжектора) [29, 30], который использует потенциальную энергию жидкого хладагента высокого давления на выходе из конденсатора (разность давлений в конденсаторе и испарителе), обычно теряемую при дросселировании жидкого хладагента в ТРВ. Инжекторная рециркуляция жидкого хладагента успешно может быть реализована в воздухоохладителях железнодорожных кондиционеров, в холодильных машинах которых уже предусмотрены отделители жидкости на всасывании компрессора

Цель работы – *разработка* метода определения рациональной тепловой нагрузки на кондиционеры и системы циркуляции хладагента, обеспечивающих их эффективную работу при резко меняющихся климатических условиях на конкретных железнодорожных рейсах.

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

Объектом исследования являются железнодорожные кондиционеры, процессы тепловлажностной обработки воздуха в которых отличаются значительными колебаниями тепловых нагрузок в соответствии с климатическими условиями на конкретных рейсовых линиях и для которых весьма остро стоит проблема повышения тепловой эффективности воздухоохладителей в условиях неравномерной тепловой нагрузки, а также выбора рациональной проектной холодопроизводительности, обеспечивающей покрытие ее текущих затрат при минимальной установленной мощности, соответственно и стоимости, холодильных машин.

Эффективность работы железнодорожных кондиционеров и их ХМ зависит от текущих тепловых нагрузок и продолжительности их работы при разных нагрузках на конкретных рейсовых линиях. Ее целесообразно оценивать по выработке холода в соответствии с его текущими затратами за определенный промежуток времени, к примеру, за летний месяц (июль, август), когда имеют место повышенные тепловые нагрузки.

Предложен метод определения проектной (установленной) холодопроизводительности  $Q_0$  кондиционеров исходя из максимальной (близкой максимальной) выработки холода  $\Sigma(Q_0 \cdot \tau)$  в соответствии с его текущими затратами за определенный период эксплуатации  $\tau$ , час. С целью распространения результатов расчетов на СКВ и ХМ разной холодопроизводительности  $Q_0$  ее представляют в относительном виде как удельную холодопроизводительность  $q_0 = Q_0 / G_v$ , кВт/(кг/с), или кДж/кг, приходящуюся на единицу массового расхода воздуха  $G_v$ , кг/с, через ВО.

Удельная холодопроизводительность  $q_0$ , кДж/кг:

$$q_0 = \xi \cdot c_{вл} \cdot (t_{нв} - t_{в2}),$$

где  $\xi$  – коэффициент влаговываждения;  $t_{нв}$  – текущая температура наружного воздуха, °С;  $t_{в2}$  – температура охлажденного воздуха, °С;  $c_{вл}$  – удельная теплоёмкость воздуха, кДж/(кг·К).

Соответственно выработку холода ХМ за определенный период в соответствии с его затратами на СКВ рассчитывают также в удельных величинах как  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ , кДж·ч/кг, для единичного расхода воздуха через ВО:  $G_v = 1$  кг/с.

Вполне очевидно, что максимальной, точнее, близкой максимальной, выработке холода будет соответствовать рациональная установленная (проектная) холодопроизводительность кондиционеров. Такой подход к выбору установленной (проектной) холодопроизводительности кондиционеров отличается от общепринятого – по максимальной текущей тепловой нагрузке. При этом используется статистический метод анализа данных по тепловым нагрузкам и их продолжительности путем их выборки для разных величин установленной (проектной) холодопроизводительности кондиционеров, т.е. построением кумулятивной характеристики потребления холода для конкретных рейсовых линий.

## Результаты и их обсуждение

### 1. Тепловые нагрузки на воздухоохладители железнодорожных кондиционеров на рейсовой линии

Текущие значения температуры  $t_{нв}$  и относительной влажности  $\phi_{нв}$  наружного воздуха [31, 32] и снижение его температуры  $\Delta t_v$  в результате охлаждения до температуры  $t_{в2} = 15$  °С и соответствующей текущей удельной тепловой нагрузке  $q_0$  (удельной холодопроизводительности холодильной машины – при единичном массовом расходе воздуха  $G_a = 1$  кг/с) при охлаждении наружного воздуха до температуры  $t_{в2} = 15$  °С и климатических условиях курсирования поездов по прямому Киев-Херсон (К-Х) и обратному Херсон-Киев (Х-К) маршрутах для 1.08-3.08. 2017 представлены на рис. 1, а для рейсовой линии Херсон-Львов (Х-Л) и Львов-Херсон (Л-Х) за трое суток 1.07-3.07. 2018 – на рис. 2.

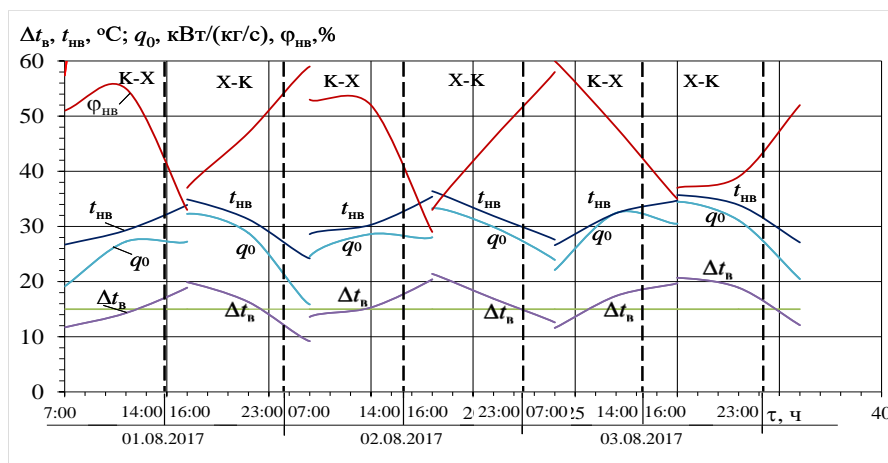


Рисунок 1 – Текущие значения температуры  $t_{нв}$  и относительной влажности  $\phi_{нв}$  наружного воздуха, снижения температуры  $\Delta t_v$  в результате охлаждения наружного воздуха до  $t_{в2} = 15$  °С и соответствующей удельной тепловой нагрузки (холодопроизводительности)  $q_0$  в течение прямых рейсов Херсон-Львов (Кх-Лв) и обратных рейсов Львов-Херсон (Лв-Кх) за трое суток 1.08-3.08. 2018

Как видно, характер графиков изменения текущих значений удельной тепловой нагрузки (холодопроизводительности)  $q_0$  и снижения температуры  $\Delta t_a$  при охлаждении наружного воздуха до  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  не совпадает из-за разного поведения кривых относительной влажности  $\varphi_{\text{нв}}$  наружного воздуха и влияния соответствующей скрытой теплоты конденсации водяных паров.

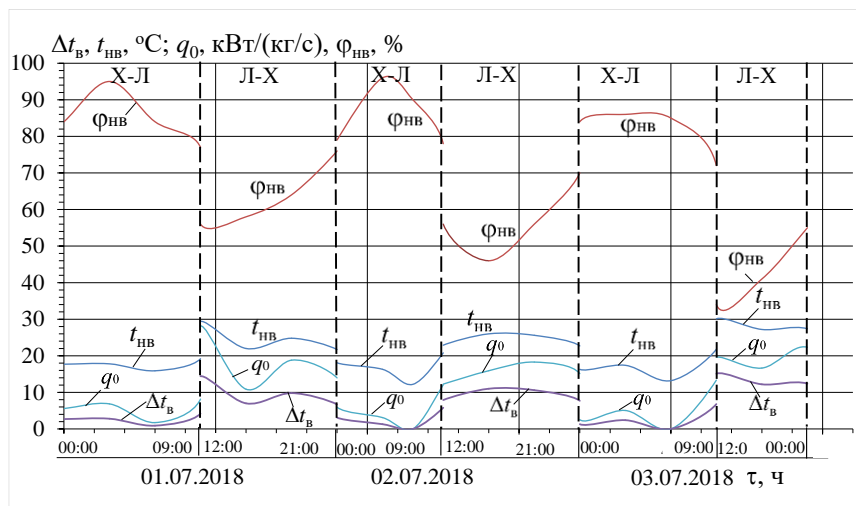


Рисунок 2 – Текущие значения температуры  $t_{\text{нв}}$  и относительной влажности  $\varphi_{\text{нв}}$  наружного воздуха, снижения температуры  $\Delta t_{\text{в}}$  в результате охлаждения наружного воздуха до  $t_{\text{в}2} = 15^\circ\text{C}$  и соответствующей удельной тепловой нагрузки (холодопроизводительности)  $q_0$  в течение прямых рейсов Херсон-Львов (X-Л) и обратных рейсов Львов-Херсон (Л-Х) за трое суток 1.07-3.07. 2018

Существенное изменение текущих удельных тепловых нагрузок  $q_0$  на воздухоохладитель СКВ требуют выбора его рациональной расчетной величины, обеспечивающей максимальную выработку холода в течение рассматриваемого периода времени.

Значительные изменения текущих тепловых нагрузок  $q_0$  на воздухоохладители СКВ ставят остро проблему выбора их рациональной проектной величины, обеспечивающей максимальную выработку (потребление) холода в соответствии с текущими его затратами за рассматриваемый период времени.

Значения месячной выработки холода в относительных величинах  $\sum(q_0 \cdot \tau)$  (при массовом расходе воздуха  $G_{\text{в}} = 1 \text{ кг/с}$ ) в зависимости от проектной удельной холодопроизводительности  $q_0 = Q_0 / G_{\text{а}}$  холодильной машины для охлаждения наружного воздуха до температуры  $t_{\text{а}2} = 15^\circ\text{C}$  в климатических условиях на рейсовой линии Херсон-Львов и Львов-Херсон за август 2018 года представлены на рис.3, а рейсовой линии Киев-Херсон и Львов-Херсон за июль 2018 года – на рис.4.

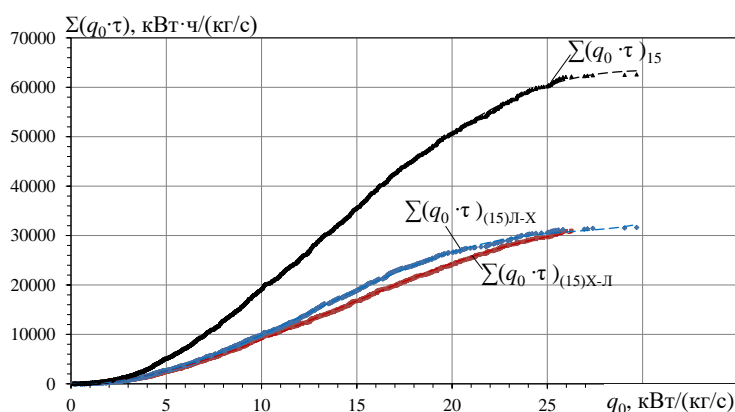


Рисунок 3 – Месячное потребление холода  $\sum(q_0 \cdot \tau)_{15}$  при охлаждении наружного воздуха до температуры  $t_{\text{а}2} = 15^\circ\text{C}$  в зависимости от проектной удельной холодопроизводительности  $q_0 = Q_0 / G_{\text{а}}$ :  $\sum(q_0 \cdot \tau)_{(15)\text{Х-Л}}$  – суммарное за все прямые рейсы Херсон-Львов;  $\sum(q_0 \cdot \tau)_{(15)\text{Л-Х}}$  – суммарное за все обратные рейсы Львов-Херсон, август 2018

Как видно из рис. 3, удельное потребление холода в августе  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$  при охлаждении наружного воздуха до температуры  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  и удельной холодопроизводительности  $q_0 = 27-28$  кДж/кг, или кВт/(кг/с), составляет  $\Sigma(q_0 \cdot \tau) \approx 22-23$  МДж/(кг/ч) для всех прямых рейсов Херсон-Львов и обратных рейсов Львов-Херсон при монотонном возрастании месячного потребления  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$  в соответствии с увеличением удельной холодопроизводительности  $q_0$  до величины 27-28 кДж/кг.

Из-за незначительного приращения  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$  дальнейшее увеличение удельной холодопроизводительности  $q_0$  свыше 27-28 кДж/кг не приводит к заметному увеличению месячной выработки холода  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ , но требует увеличения размеров холодильной машины и, соответственно, стоимости. Поэтому удельную холодопроизводительность  $q_0 = 27-28$  кДж/кг принимают за рациональную и исходя из нее рассчитывают полную проектную холодопроизводительность  $Q_0$  установленной холодильной машины для соответствующего расхода воздуха через воздухоохладитель.

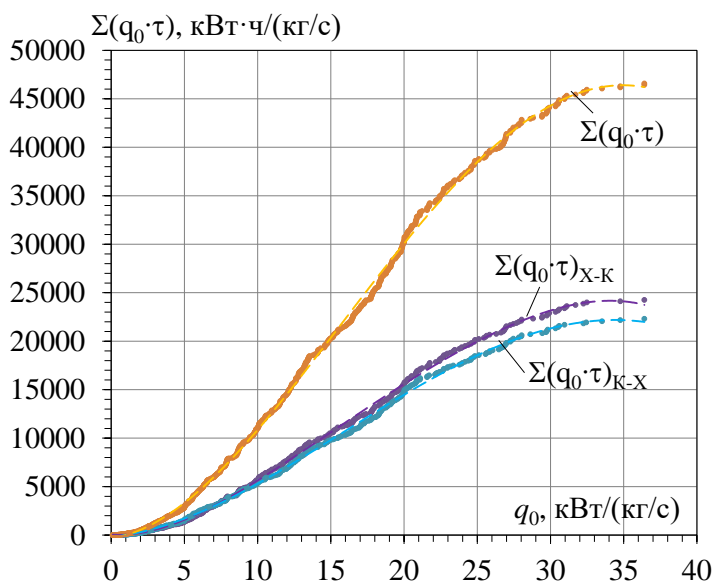


Рисунок 4 – Месячное потребление холода  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$  при охлаждении наружного воздуха до температуры  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  в зависимости от проектной удельной холодопроизводительности  $q_0$ :  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{\text{К-Х}}$  – суммарное за все прямые рейсы Киев-Херсон;  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{\text{Х-К}}$  – суммарное за все обратные рейсы Херсон-Киев, а также суммарное для прямого и обратного рейсов за июль 2017

Как видно, удельное потребление холода в июле  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$  при охлаждении наружного воздуха до температуры  $t_{a2} = 15^\circ\text{C}$  и удельной холодопроизводительности  $q_0 = 32$  кДж/кг составляет  $\Sigma(q_0 \cdot \tau) \approx 22-24$  МДж/(кг/ч) для прямых Киев-Херсон и обратных Херсон-Киев рейсов при монотонном возрастании месячного потребления  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$  в соответствии с увеличением удельной холодопроизводительности  $q_0$  до величины 32 кДж/кг.

Поэтому удельную холодопроизводительность  $q_0 = 32$  кДж/кг принимают за рациональную и исходя из нее рассчитывают полную проектную холодопроизводительность  $Q_0$  установленной холодильной машины для соответствующего расхода воздуха через воздухоохладитель  $G_a$ , кг/с:  $Q_0 = G_a \cdot q_0$ , кВт.

### 1. Особенности теплообмена при кипении хладагента в змеевиках воздухоохладителей

Конвективное испарение хладагента внутри каналов характеризуется резким падением интенсивности теплообмена на завершающей стадии испарения, когда происходит так называемый кризис теплоотдачи второго рода (рис. 5). Это происходит из-за высыхания поверхности внутренней стенки канала при переходе двухфазного потока хладагента из кольцевого режима течения в дисперсный (туман).

В компактных воздухоохладителях с оребренными трубами коэффициент теплоотдачи к хладагенту  $\alpha_a$  на заключительной стадии его испарения значительно ниже, чем к воздуху  $\alpha_v$ . Это



приводит к резкому снижению общего коэффициента теплопередачи  $k$  и плотности теплового потока  $q$  при массовом паросодержании около  $x_{cr} \approx 0,9$ , что соответствует осушению поверхности стенки канала при переходе от кольцевого к дисперсному режиму течения (рис. 5).

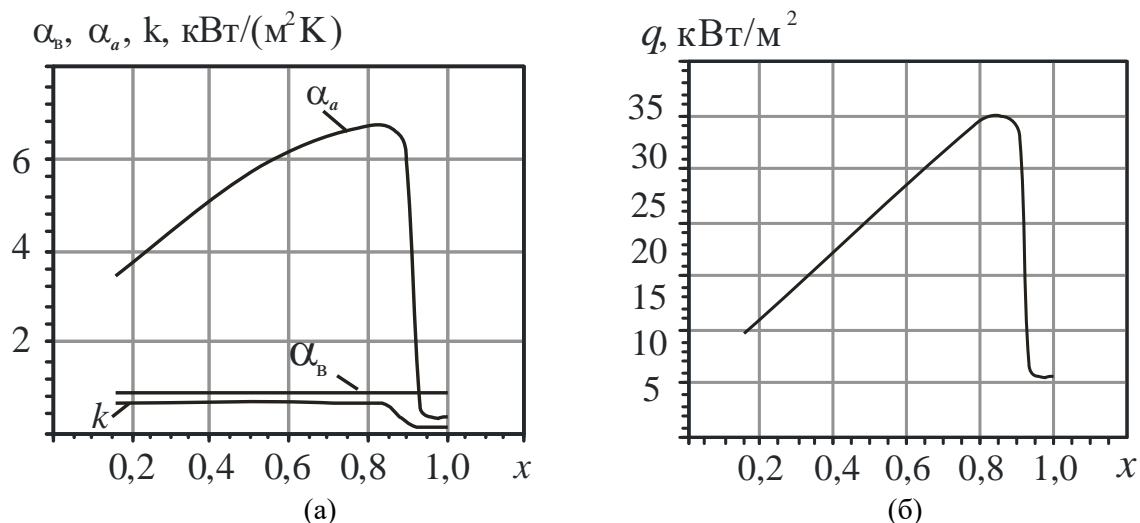


Рисунок 5 – Изменение коэффициентов теплоотдачи к кипящему хладагенту  $\alpha_a$ , воздуху  $\alpha_b$  и общего коэффициента теплопередачи  $k$  (а) и плотности теплового потока  $q$ , логарифмической разности температур  $\theta$  в зависимости от массового паросодержания хладагента  $x$  (б)

Расчеты выполнены для воздухоохладителя с пластинчатым оребрением труб наружным и внутренним диаметрами 12 и 10 мм, температурой воздуха на входе  $t_{в1} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$  и выходе  $t_{в2} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ , температурой кипения хладагента на выходе  $t_{02} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ , хладагент R142b.

Резкое снижение плотности теплового потока  $q$  вызвано падением коэффициента теплоотдачи к кипящему хладагенту  $\alpha_a$ , который становится даже ниже коэффициента теплоотдачи к воздуху  $\alpha_b$ , что приводит к снижению общего коэффициента теплоотдачи  $k$ .

С учетом того, что в традиционном воздухоохладителе с ТРВ пар на выходе из воздухоохладителя должен быть перегретым на  $5 \dots 10 \text{ }^\circ\text{C}$ , доля поверхности, приходящейся на завершающуюся стадию кипения и перегрева пара с крайне низкой интенсивностью теплоотдачи составляет около 20-30 %.

Следует отметить, что резкое снижение интенсивности теплоотдачи к хладагенту с переходом от кольцевого к дисперсному течению имеет место для большинства хладагентов.

### 1. Разработка системы циркуляции хладагента в воздухоохладителях железнодорожных кондиционеров при меняющихся климатических условиях

Для обеспечения интенсивной теплоотдачи по всей длине змеевиков воздухоохладителя следует исключить завершающую стадию испарения с осушением внутренней стенки змеевиков, т.е. обеспечить работу воздухоохладителя с неполным испарением. Неиспарившуюся жидкость необходимо отделять от пара в отделителе жидкости и направлять снова в воздухоохладитель на испарение струйным насосом (инжектором). Такой подход к повышению эффективности работы системы кондиционирования воздуха обеспечивает эффективную тепловлажностную обработку воздуха при реальных меняющихся тепловых нагрузках в соответствии с текущими климатическими условиями.

Для обеспечения интенсивного теплообмена по всей длине змеевиков воздухоохладителя необходимо исключить их концевые участки по ходу хладагента, т.е. на входе воздушного потока при противотоке, на которых происходит завершающая стадия испарения капель в потоке перегретого пара, движущегося вдоль сухой стенки, т.е. перейти на неполное испарение. Неиспарившуюся капельную жидкость следует сепарировать от пара в отделителе жидкости и снова возвращать струйным насосом (инжектором) на испарение в воздухоохладителе (рис. 6) [15, 30].

Инжектор использует потенциальную энергию жидкого хладагента высокого давления на выходе из конденсатора (разность давлений в конденсаторе и испарителе), которая обычно теряется при дросселировании жидкого хладагента в ТРВ.

Инжекторная рециркуляция жидкого хладагента успешно может быть реализована в воздухоохладителях железнодорожных кондиционеров, в холодильных машинах которых уже предусмотрены отделители жидкости на всасывании компрессора (рис. 6).

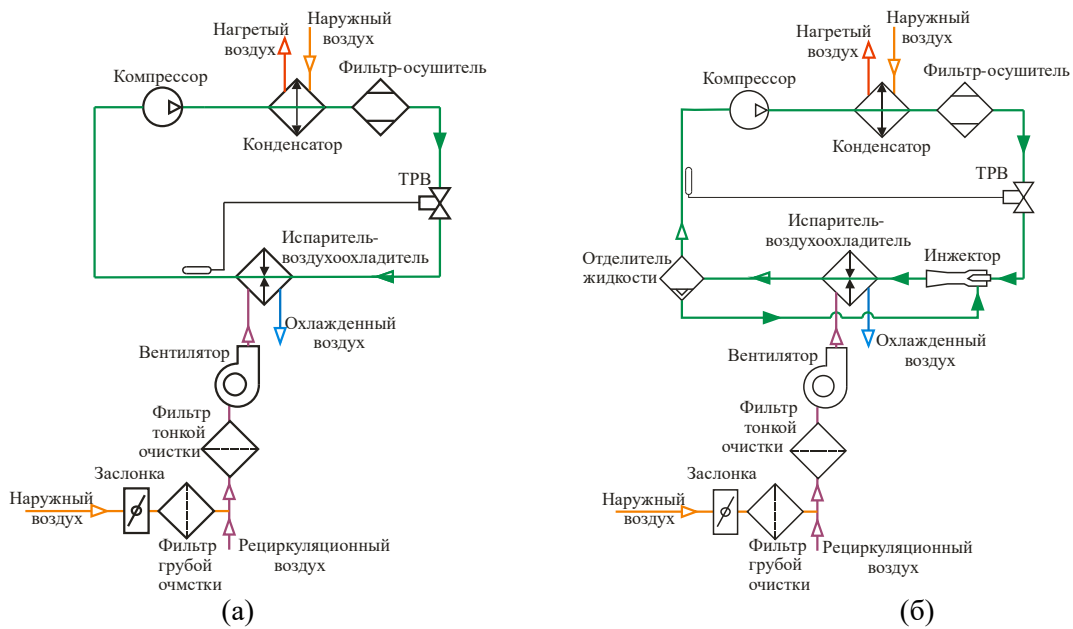


Рисунок 6 – Принципиальные схемы традиционной (а) и разработанной системы циркуляции хладагента в холодильной машине железнодорожного кондиционера с рециркуляцией жидкого хладагента в испарителе-воздухоохладителе струйным насосом (б)

Эффективность воздухоохладителей определяется плотностью теплового потока  $q_{Fa}$  и при его максимальной величине  $q_{Fa_{max}}$  она максимальная. Плотность теплового потока, отнесенная к площади внутренней поверхности трубы:  $q_{Fa} = k \theta$ , где коэффициент теплоотдачи на стороне хладагента  $\alpha_a$  может быть рассчитан по уравнениям [15], а коэффициент  $\alpha_v$  теплоотдачи на стороне воздуха, отнесенный к площади внутренней поверхности трубы,  $\theta$  – логарифмическая разность температур;  $k$  – общий коэффициент теплопередачи.

Существование максимального значения плотности теплового потока  $q_{Fa_{max}}$  обусловлено следующим. С увеличением массовой скорости хладагента  $\rho w$  коэффициент теплоотдачи к хладагенту  $\alpha_a$  и общий коэффициент теплопередачи  $k$  увеличиваются. Но падение давления хладагента  $\Delta P$  и соответствующее снижение температуры кипения хладагента  $\Delta t_0$  также возрастают. В практике оптимального проектирования испарителей-воздухоохладителей значение температуры кипения хладагента  $t_{02}$  на выходе из испарителя (на всасывании компрессора) фиксируют, чтобы сохранить неизменными параметры в других характерных точках холодильного цикла [15].

При фиксированном значении  $t_{02}$  увеличение  $\Delta t_0$  вызывает увеличение температуры кипения хладагента  $t_{01}$  на входе в испаритель и, как следствие, уменьшение логарифмической разницы температур между охлаждаемым воздухом и кипящим хладагентом. Такое противоположное влияние массовой скорости хладагента  $\rho w$  на  $k$  и  $\theta$  приводит к существованию максимума функции  $q_{Fa} = k\theta$  при вполне определенном значении массовой скорости  $\rho w$ . Это значение и принимают за оптимальное  $(\rho w)_{opt}$  (рис.7).

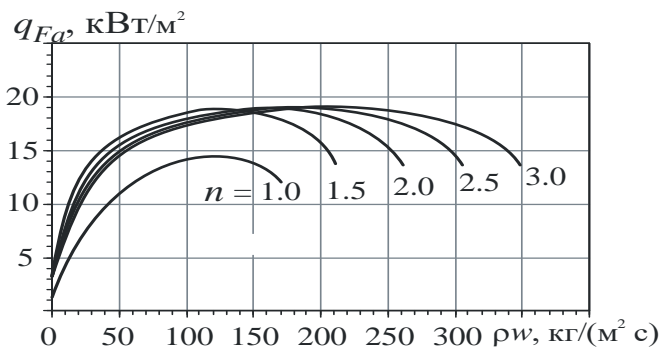


Рисунок 7 – Средние значения плотности теплового потока  $q_{Fa}$  в змеевиках воздухоохладителя: R142b,  $t_{02} = 0$  °С; кратность циркуляции  $n = 1.0$  – традиционный ВО с полным испарением хладагента;  $n > 1.0$  – неполное испарение хладагента при рециркуляции жидкого хладагента инжектором

При полном испарении хладагента в традиционном воздухоохладителе кратность циркуляции  $n = 1/x_2 = 1$ , где  $x_2$  – массовое паросодержание хладагента на выходе.

Как видно из рис. 6, рециркуляция жидкого хладагента обеспечивает значительное отклонение массовых скоростей хладагента  $\rho w$  в змеевиках воздухоохладителе от их оптимального значения без заметного уменьшения теплового потока  $q$ . Это означает, что допускаются большие колебания тепловой нагрузки без снижения тепловой эффективности воздухоохладителе.

Как видно, рециркуляция жидкого хладагента в воздухоохладителе с помощью инжектора обеспечивает увеличение теплового потока  $q$  на 20...30% по сравнению с обычными воздухоохладителями с полным испарением хладагента и перегретым паром на выходе и допускает большее отклонение массовые скорости хладагента  $\rho w$  от их оптимальных значений (более чем в два раза) без заметного уменьшения теплового потока  $q$ . Это означает, что допускаются большие колебания тепловой нагрузки без снижения тепловой эффективности воздухоохладителе.

Таким образом, рециркуляция жидкого хладагента сокращает влияния неравномерной тепловой нагрузки на эффективность воздухоохладителе и работу кондиционера в целом.

### **Заключение**

Разработан метод определения рациональной проектной тепловой нагрузки на систему кондиционирования железнодорожного транспорта, соответствующей изменяющимся климатическим условиям и обеспечивающей максимальную выработку холода за период эксплуатации.

Предложена концепция повышения тепловой эффективности воздухоохладителе железно-дорожных кондиционеров с кипением хладагента в змеевиках путем рециркуляции жидкого хладагента струйным насосом (инжектором), что обеспечивает исключение конечной стадии испарения хладагента с крайне низкой интенсивностью теплоотдачи к перегретым парам хладагента при повышенных тепловых нагрузках на змеевики.

Показано, что рециркуляция жидкого хладагента в воздухоохладителе струйным насосом (инжектором) обеспечивает увеличение плотности теплового потока  $q$  на 20... 30% по сравнению с обычными воздухоохладителями с полным испарением хладагента и перегретым паром на выходе и допускает большее отклонение расходов хладагента  $\rho w$ , соответственно и тепловых нагрузок, от их оптимальных значений почти в два раза) без заметного уменьшения теплового потока  $q$ . Следовательно, допускаются большие отклонения тепловой нагрузки без снижения тепловой эффективности воздухоохладителе, что особенно важно для эксплуатации железнодорожных кондиционеров, отличающейся резким изменением климатических условий в течение рейсов.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Ortiga, J. Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network [Текст] / J. Ortiga, J.C. Bruno, A. Coronas // Applied Thermal Engineering. – 2013. – № 50. – P. 1536–1542.
2. Khaliq, A. Development and analysis of industrial waste heat based trigeneration for combined production of power heat and cold [Текст] / A. Khaliq, I. Dincer, P. B. Sharma // Journal of Energy Institute. – 2010. – №. 83 (2). – С. 79–85.
3. Marques, R.P. Thermodynamic analysis of trigeneration systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands [Текст] / R. P. Marques, D. Hacon, A. Tessarollo, J. A. R. Parise // Energy and Buildings. – 2010. – № 42. – P. 2323–2330.
4. Forsyth, J.L. Gas turbine inlet air chilling for LNG / J. L. Forsyth // IGT International Liquefied Natural Gas Conference Proceedings. – 2013. – № 3. – С. 1763–1778.
5. Carvalho, M. Multicriteria synthesis of trigeneration systems considering economic and environmental aspects [Текст] / Carvalho M., Lozano M.A., Serra L.M. // Appl. Energy. – 2012. – № 91. – С. 245–254.
6. Rodriguez-Aumente, P.A. District heating and cooling for business buildings in Madrid [Текст] / P. A. Rodriguez-Aumente, M. del C. Rodriguez-Hidalgo, J. I. Nogueira, A. Lecuona, M. del C. Veneg // Applied Thermal Engineering. – 2013. – № 50. – С. 1496–1503.
7. Radchenko, A. Rational designing of gas turbine inlet air cooling system [Текст] / A. Radchenko, L. Bohdal, Y. Zongming, B. Portnoi, V. Tkachenko// Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. – 2020. – 10 с.
8. Forduy, S. Enhancing the fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by chilling cyclic air / S. Forduy, A. Radchenko, W. Kuczynski, A. Zubarev, D. Kononov // In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. – 2020. – 10 с.
9. Radchenko A. Increasing electrical power out-put and fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by absorption chiller scavenge air cooling on the base of monitoring data treatment [Текст] / A. Radchenko, M. Radchenko, A. Kononov, A. Zubarev // E3S Web of Conferences. HTRSE-2018. – 2018. – № 70, 03011. – 6 с.
10. Suamir, I.N. Performance evaluation of integrated trigeneration and CO2 refrigeration systems [Текст] / I.N. Suamir, S.A. Tassou // Applied Thermal Engineering. – 2013. – № 50. – С. 1487–1495.

11. Trushliakov, E. Statistical approach to improve the efficiency of air conditioning system performance in changeable climatic conditions / E. Trushliakov, M. Radchenko, A. Radchenko, S. Kantor, Y. Zongming // The 5th "International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018". – Jiangsu, Nanjing, China, 2019. – С. 256–260. DOI: 10.1109/ICSAI.2018.8599434.
12. Radchenko, A. Rational designing of gas turbine inlet air cooling system [Текст] / A. Radchenko, L. Bohdal, Y. Zongming, B. Portnoi, V. Tkachenko // Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. – 2020. – 10 с.
13. Radchenko, M. Increasing the Operation Efficiency of Railway Air Conditioning System on the Base of its Simulation Along the Route Line / M. Radchenko, et al. // Proceedings (Nechyporuk M. et al. (eds), Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering) Advances in Intelligent Systems and Computing, ICTM 2019, Springer, Cham. – 2020. – № 1113. – С. 461–467.
14. Radchenko, A. Statistical method to define rational heat loads on railway air conditioning system for changeable climatic conditions / A. Radchenko, M. Radchenko, E. Trushliakov, S. Kantor, V. Tkachenko // The 5th International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018. – Jiangsu, Nanjing, China, 2019. – P. 1294–1298. DOI: 10.1109/ICSAI.2018.8599355.
15. Radchenko, N. A concept of the design and operation of heat exchangers with change of phase [Текст] / N. Radchenko // Archives of Thermodynamics: Polish Academy of Sciences. – 2004. – № 25 (4). – С. 3–19.
16. Khovalyg, D.M. Dynamics of two-phase flow with boiling refrigerant R134a in minichannels (in Russian) [Текст] / D.M. Khovalyg, A.V. Baranenko // Journal of technical physics. – 2015. – № 85 (3). – С. 34–41.
17. Bao, Z.Y. Flow boiling heat transfer of freon R11 and HFCFC123 in narrow passages [Текст] / Z.Y. Bao, D.F. Fletcher, B.S. Haynes // Int. J. Heat Mass Transfer. – 2000. – № 43. – С. 3347–3358.
18. Bohdal, T. Investigation of flow structures during HFE-7100 refrigerant condensation [Текст] / T. Bohdal, M. Sikora, K. Widomska, A.M. Radchenko // Archives of thermodynamics: Polish Academy of Sciences. – 2015. – № 36 (4). – P. 25–34.
19. Konovalov, D. Efficiency Analysis of Gas Turbine Plant Cycles with Water Injection by the Aerothermopressor [Текст] / D. Konovalov, H. Kobalava // In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. – 2020. – № 20. – С. 581–591.
20. Trushliakov, E. Increasing the Operation Efficiency of Air Conditioning System for Integrated Power Plant on the Base of Its Monitoring / E. Trushliakov, A. Radchenko, S. Forduy, A. Zubarev, A. Hrych // In: Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering. Advances in Intelligent Systems and Computing. Springer, Cham. – 2020. – № 1113. – С. 351–360. DOI [https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5\\_30](https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5_30)
21. Radchenko, M., Enhancing the utilization of gas engine module exhaust heat by two-stage chillers for combined electricity, heat and refrigeration / M. Radchenko, R. Radchenko, O. Ostapenko, A. Zubarev, A. Hrych // The 5th "International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018". – Jiangsu, Nanjing, China, 2018. – С. 227–231.
22. Radchenko, R. Gas turbine unite inlet air cooling by using an excessive refrigeration capacity of absorption-ejector chiller in booster air cooler [Текст] / R. Radchenko, A. Radchenko, S. Serbin, S. Kantor, B. Portnoi // E3S Web of Conferences. HTRSE-2018. – 2018. – № 70, 03012. – 6 с.
23. Alahmer, A. Simulation and optimization of multi-split variable refrigerant flow systems [Текст] / A. Alahmer, S. Alsaqoor // Ain Shams Eng. J. – 2017.
24. Liu, C. Operational Electricity Consumption Analyze of VRF Air Conditioning System and Centralized Air Conditioning System Based on Building Energy Monitoring and Management System [Текст] / C. Liu, T. Zhao, J. Zhang // Procedia Engineering. – 2015. – № 121. – P. 1856–1863.
25. Kim, D. Evaluation of energy savings potential of variable refrigerant flow (VRF) from variable air volume (VAV) in the U.S. climate locations [Текст] / D. Kim, S.J. Cox, H. Cho, P. Im // Energy Rep. – 2017. – № 3. – P. 85–93.
26. Enteria, N. Performance evaluation of the variable refrigerant flow (VRF) air-conditioning system subjected to partial and unbalanced thermal loadings [Текст] / N. Enteria, H. Yamaguchi, M. Miyata, T. Sawachi, Y. Kuwasawa // Journal of Thermal Science and Technology. – 2016. – № 11 (1). – P. 1–11.
27. Butrymowicz, D. Investigations of prototype ejection refrigeration system driven by low grade heat [Текст] / D. Butrymowicz, J. Gagan, K. Śmierciew, M. Łukaszuk, A. Dudar, A. Pawluczuk, A. Łapiński, A. Kuryłowicz // E3S Web of Conferences. HTRSE-2018. – 2018. – № 70, 03002. – 7 с.
28. Śmierciew, K. Experimental investigations of solar driven ejector air-conditioning system [Текст] / K. Śmierciew, J. Gagan, D. Butrymowicz, J. Karwacki // Energy and Buildings. – 2014. – № 80. – С. 260–267.
29. Radchenko, N. On Reducing the Size of Liquid Separators for Injector Circulation Plate Freezers [Текст] / N. Radchenko // International Journal of Refrigeration. – 1985. – №5 (8) – С. 267–269.
30. Trushliakov, E. An innovative air conditioning system for changeable heat loads [Текст] / E. Trushliakov, M. Radchenko, T. Bohdal, R. Radchenko, S. Kantor // Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. – 2020. – 10 с.
31. Meteomanz Homepage [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.meteomanz.com>.
32. Weather and Climate [Электронный ресурс]: Справочно-информационный портал. – Режим доступа: <http://www.pogodaiklimat.ru>

**CALCULATION METHOD OF THE PHASE BALANCE LINE R1234YF  
IN THE TEMPERATURE RANGE FROM 122.6 K TO 385.85 K**

**МЕТОД РАСЧЕТА ЛИНИИ ФАЗОВОГО РАВНОВЕСИЯ R1234YF  
В ДИАПАЗОНЕ ТЕМПЕРАТУР ОТ 122,6 К ДО 385,85 К**

<b>Rykov S.V.<sup>a</sup></b> , Ph.D., associate professor <b>Kudriavtseva I.V.<sup>b</sup></b> , Ph.D., associate professor <b>Sverdlov A.V.<sup>c</sup></b> <b>Rykov V.A.<sup>d</sup></b> , Ph.D., professor	<b>Рыков С.В.<sup>a</sup></b> , канд. тех. наук., доцент <b>Кудрявцева И.В.<sup>b</sup></b> , канд. тех. наук., доцент <b>Свердлов А.В.<sup>c</sup></b> <b>Рыков В. А.<sup>d</sup></b> , докт. тех. наук, профессор
ITMO University, Russia, 197101, St. Petersburg, Kronverksky Avenue, 49	Университет ИТМО, Россия, 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский проспект, д. 49
<b>E-mail:</b> a – toggl@yandex.ru; b – neva0175@mail.ru; c – alexander.sverdlov@flaktgroup.com; d – rykov-vladimir@rambler.ru	

**Abstract**

A calculation method is proposed on the saturation line for the density  $\rho^-$  (steam) and  $\rho^+$  (liquid), pressure  $p_s$  and heat of vaporization  $r$  of the refrigerant R1234yf in the temperature range from  $T_i = 122,6K$  to  $T_c = 387.85K$ , where  $T_i$  is the temperature of the triple point and  $T_c$  is the critical temperature. The method is based on the Clapeyron-Clausius equation, the Mendeleev-Clapeyron equation of state, a system of mutually consistent equations  $p_s = p_s(T)$ ,  $\rho^- = \rho^-(T)$  and  $\rho^+ = \rho^+(T)$  the “completed” scaling model, which in the asymptotic neighborhood of the critical point (according to the modern theory of critical phenomena) must satisfy the average diameter  $f_d = (\rho^+ + \rho^-) / (2\rho_c) - 1$ . It is shown that the developed system of mutually agreed equations allows calculating the pressure  $p_s$ , heat of vaporization  $r$ , density  $\rho^-$  and  $\rho^+$  in the temperature range from  $T_i$  to  $T_c$ .

**Аннотация**

Предложен метод расчета на линии насыщения плотности  $\rho^-$  (пар) и  $\rho^+$  (жидкость), давления  $p_s$  и теплоты парообразования  $r$  холодильного агента R1234yf в диапазоне температур от  $T_i = 122,6K$  до  $T_c = 387.85K$ , где  $T_i$  – температура тройной точки,  $T_c$  – критическая температура. Метод основан на уравнении Клапейрона-Клаузиуса, уравнении состояния Менделеева-Клапейрона, системе взаимосогласованных уравнений  $p_s = p_s(T)$ ,  $\rho^- = \rho^-(T)$  и  $\rho^+ = \rho^+(T)$ , модели «завершенного» скейлинга, которой в асимптотической окрестности критической точки (согласно с современной теорией критических явлений) должен удовлетворять средний диаметр  $f_d = (\rho^+ + \rho^-) / (2\rho_c) - 1$ . Показано, что разработанная система взаимосогласованных уравнений позволяет в температурном диапазоне от  $T_i$  до  $T_c$  рассчитать давление  $p_s$ , теплоту парообразования  $r$ , плотности  $\rho^-$  и  $\rho^+$ .

**Введение**

Холодильный агент R1234yf в настоящее время получил широкое распространение. Это обусловлено рядом обстоятельств. Во-первых, по своим физико-техническим характеристикам R1234yf близок к холодильному агенту R134a. Во-вторых, у него коэффициент глобального потепления, GWP, приблизительно в 330 раз меньше,  $GWP_{R1234yf} = 4$ , чем у R134a,  $GWP_{R134a} = 1200$ . В-третьих, в Евросоюзе с 2011 разрешено использовать холодильные агенты, например в автомобильных кондиционерах, только с  $GWP < 150$ . В-третьих, R1234yf имеет минимальное воздействие на окружающую среду из-за очень короткого временного интервала, порядка один-

надцати дней, до полного исчезновения в атмосфере, в то время как для R134a этот промежуток времени составляет более 12 лет.

Все это обусловило повышенное внимание к изучению теплофизических свойств R1234yf [1-12]. Экспериментальная и расчетная информация о  $(p - \rho - T)$ -данных [1-4, 10], изохорной  $C_V$  [13] и изобарной теплоемкостей  $C_p$  [14, 15], скорости звука  $w$  [15, 16], плотности  $\rho^-$  [4, 8] и  $\rho^+$  [4, 8, 9], давлении на линии насыщения  $p_s$  [1-7], позволили получить надежный массив исходной информации для построения фундаментальных уравнений с рабочим диапазоном по температуре от 220 К [3, 17, 18]. В то же время для R134a [19], R218 [20], шестифтористой серы [21] и др. технически важных веществ разработаны термодинамические таблицы в широкой области параметров состояния, включающей окрестности тройной точки  $(T_t, \rho_t, p_t)$  и критической точки  $(T_c, \rho_c, p_c)$  [22].

Цель данной работы является разработка линии фазового равновесия R1234yf, которая удовлетворяет следующим условиям:

- рабочий диапазон по температуре от  $T_t$  до  $T_c$ ;
- в окрестности критической точки линия насыщения удовлетворяет модели «завершенного» скейлинга [23, 24], согласно которого средний диаметр включает два ведущих компонента,  $\tau^{2\beta}$  и  $\tau^{1-\alpha}$ , где  $\tau = T/T_c - 1$ ;  $\alpha$  и  $\beta$  – критические индексы изохорной теплоемкости и линии насыщения, соответственно;
- уравнение линии упругости  $p_s = p_s(T)$  описывает давление насыщенного пара в соответствии с требованиями масштабной теории [25];
- обеспечена согласованность данных о плотности  $\rho^-$  и  $\rho^+$ , давлении  $p_s$ , теплоты парообразования  $r$ , производной  $p_s'$  во всем рабочем диапазоне.

## 2. Метод расчета линии фазового равновесия

Для того, чтобы обеспечить согласованность  $p_s$ ,  $\rho^-$  и  $\rho^+$  холодильного агента R1234yf в интервале температур от  $T_t$  до  $T_c$ , мы использовали систему уравнений, предложенную в работе [26] и модификации которой апробированы на примере описания линии фазового равновесия ряда технически важных веществ:  $SF_6$  [27, 28], R218 [29], R32 [30].

В основе системы лежит следующее представление уравнения Клапейрона-Клаузиуса:

$$\rho^-(T) = \frac{T}{r^*} \frac{dp_s}{dT}, \quad (1)$$

где  $p = p_s(T)$  – уравнение линии упругости;  $r^*$  – «кажущаяся» теплота парообразования:

$$r^* = r \left( 1 - \frac{\rho^-}{\rho^+} \right)^{-1}, \quad (2)$$

где  $r$  – теплота парообразования.

Уравнение  $p = p_s(T)$  мы выбрали в соответствии с рекомендациями работ [26, 31]:

$$p_s = p_c e^{-\frac{a_0}{t} \tau^2} \left( 1 + a_1 \tau + a_2 |\tau|^{2-\alpha} + a_3 |\tau|^{2-\alpha+\Delta} + \sum_{i=4}^5 a_i \tau^{n(i)} \right), \quad (3)$$

где  $a_i$  ( $i \in \{0, 1, 2, \dots, 5\}$ ) – постоянные коэффициенты;  $t = T/T_c$ ;  $\tau = T/T_c - 1$ ;  $\alpha$  и  $\Delta$  – критические индексы;  $n(i) \in N$ .

Функцию  $r^* = r^*(T)$  мы задали в виде степенной зависимости:

$$r^*(T) = \frac{p_c}{\rho_c} \left( d_0 + d_1 |\tau|^\beta + d_2 |\tau|^{2\beta} + d_3 |\tau|^{\beta+\Delta} + d_4 |\tau|^{1-\alpha} \right), \quad (4)$$

где  $d_i$  – постоянные коэффициенты.

Для того, чтобы удовлетворить современным моделям [32] среднего диаметра

$$f_d = (\rho^+ + \rho^-) / 2\rho_c - 1:$$

$$f_d(T \rightarrow T_c) = a|\tau|^{2\beta} + b|\tau|^{1-\alpha} + o(|\tau|^{1-\alpha}), \quad (5)$$

мы выбрали уравнение жидкостной ветви линии насыщения R1234yf в виде зависимости:

$$\rho^+(T) = \rho_c \left( 1 + D_1 |\tau|^\beta + D_2 |\tau|^{\beta+\Delta} + D_3 |\tau|^{2\beta} + D_4 |\tau|^{3\beta} + D_5 |\tau|^{1-\alpha} + D_6 |\tau| + \sum_{i=7}^{13} D_i |\tau|^{k(i)} \right), \quad (6)$$

Здесь  $a$  и  $b$  – постоянные параметры,  $k(i) \in R$ ;  $o$  – символ Ландау [33], а коэффициенты  $D_i$  удовлетворяют следующим условиям:

$$D_1 = \frac{d_1}{d_0}, \quad D_2 = \frac{d_3}{d_0}, \quad D_3 = -\left( \frac{d_1^2}{d_0^2} - \frac{d_3}{d_0} \right), \quad D_4 = -\left( \frac{d_1^3}{d_0^3} - 2 \frac{d_1 d_3}{d_0^2} \right), \quad (7)$$

$$D_4 = -\left[ \frac{d_4}{d_0} + \frac{a_2}{d_0} (2-\alpha) \right], \quad D_6 = -\left( 1 - 2 \frac{a_0}{d_0} \right). \quad (8)$$

Из (1), (3), (4) и (6) следует, что  $f_d$  ведет себя в соответствии с зависимостью (5), а параметр порядка  $f_s = (\rho^+ - \rho^-) / 2\rho_c$  вблизи критической точки удовлетворяет требованиям МТ [25]:

$$f_s(T \rightarrow T_c) = c|\tau|^\beta + d|\tau|^{\beta+\Delta} + o(|\tau|^{\beta+\Delta}), \quad (9)$$

где  $c$  и  $d$  – постоянные параметры.

Параметры системы уравнений (1), (3), (4) и (6) мы определяли в ходе обработки экспериментальных данных [1–9] на основе поиска минимума следующих зависимостей:

– на линии  $p_s = p_s(T)$  (3):

$$F_{p_s} = \sum_{j=1}^{N_1} \left[ Q_{p_s,j} (p_{s,j} - p_{s,j}^{(e)}) \right]^2; \quad (10)$$

– на линии  $\rho^- = \rho^-(T)$  (1):

$$F_{\rho^-} = \sum_{j=1}^{N_3} \left[ Q_{\rho^-,j} (\rho_j^- - \rho_{j,e}^-) \right]^2 \quad (11)$$

– на линии  $\rho^+ = \rho^+(T)$  (6):

$$F_{\rho^+} = \sum_{j=1}^{N_3} \left[ Q_{\rho^+,j} (\rho_j^+ - \rho_{j,e}^+) \right]^2, \quad (12)$$

где  $Q_{p_s,j}$ ,  $Q_{\rho^+,j}$  и  $Q_{\rho^-,j}$  – значения весовой функции для экспериментальных и расчетных точек

$$p_s \text{ [1–7], } \rho^+ \text{ [4, 8, 9] и } \rho^- \text{ [4, 8].}$$

Мы построили ряд уравнений  $\rho^- = \rho^-(T)$  (1) при различных значениях параметра  $a_0$ :

$$1 \leq a_0 \leq 14. \quad (13)$$

Во всех случаях полученные значения  $r_t^* = r^*(T = T_t)$  удовлетворяли условию  $r_t^* = 231,5 \pm 1,0 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$ . Заметим, что границы неравенства (12) мы определили на основе анализа работ [26–30]. Окончательный выбор параметра  $a_0$  связан с выполнением условия

$$p'_s(T = T_t) / p_s(T = T_t) = \Phi.$$

Параметр  $\Phi$  мы нашли на основе допущения, что пар на линии насыщения в области низких температур (вблизи тройной точки в этом случае  $\rho^- \ll \rho_c$ ) подчиняется уравнению Менделеева-Клапейрона [34] и, следовательно, уравнение (1) можно преобразовать к виду:

$$\frac{p'_s}{p_s} = \frac{r^*(T)}{RT^2}. \quad (14)$$

В результате, после подстановки в (12) значений  $r^* = 231,5 \text{ кДж/кг}$ ,  $T = T_t = 122,6 \text{ К}$  [35];

$R = 0,072907366 \text{ кДж/(кг·К)}$  мы зафиксировали значение параметра

$$\varphi = p'_s(T = T_t) / p_s(T = T_t) = 0,21125.$$

Критические индексы  $\alpha = 0,11$ ,  $\beta = 0,3255$  и  $\Delta = 0,5$  определены на основе теории Изинга и масштабной теории [25]. Критические параметры R1234yf:  $T_c = 367,85 \text{ К}$ ;  $\rho_c = 475,55 \text{ кг/м}^3$ ;  $p_c = 3,3822 \text{ МПа}$ , выбраны на основе анализа работ [1–12].

Остальные параметры уравнений (1), (3), (4) и (6)–(8), определялись в ходе минимума функционалов (8)–(10). Конечные результаты расчетов приведены в таблицах 1–3.

Таблица 1 – Параметры уравнения линии упругости (3)

i	$a_i$	n(i)	i	$a_i$	n(i)
0	10,58	-	3	-38,55463276212	-
1	7,438069259871	-	4	-12,09306206809	3
2	31,82072896087	-	5	-4,570744178845	5

Таблица 2 – Параметры уравнения паровая ветви линии насыщения (1), (4)

i	$d_i$	i	$d_i$
1	12,4639826316	3	-15,3163116436
2	24,3914648337	4	9,2551104495

Таблица 3 – Параметры уравнения жидкостной ветви линии насыщения (6)

i	$D_i$	k(i)	i	$D_i$	k(i)
7	-1070,49200867	1,3	11	-40484,0455288	2,1
8	8117,39804384	1,5	12	20624,2669834	2,3
9	-25366,3044751	1,7	13	-4388,22375572	2,5
10	42579,4296778	1,9	-	-	-

### Анализ полученных результатов

С целью проверить точность, с которой система уравнений (1), (3), (4), (6) описывает имеющуюся экспериментальную информацию о  $p_s$ ,  $\rho^-$  и  $\rho^+$ , мы рассчитали температурные зависимости относительных неопределенностей  $\delta p_s(T)$ ,  $\delta \rho^-(T)$ ,  $\delta \rho^+(T)$ , которые представлены на рисунках 1–3.

Уравнение (3) в пределах экспериментальной неопределенности (рисунок 1) воспроизводит данные [7], удовлетворительно согласуется с экспериментальными данными [3–6] и имеет рабочую область от  $T_t = 122,6 \text{ К}$  до  $T_c = 367,85 \text{ К}$  (рисунок 4). При этом в области низких температур наблюдается хорошее согласие между значениями давления насыщенного пара  $p_{s1}$ , рассчитанному по уравнению (3), и  $p_{s2}$ , вспомогательному уравнению (12), рабочий диапазон которого ограничен областью  $T < 180 \text{ К}$ . Например, при  $T_t = 122,6 \text{ К}$  относительная неопределенность  $\delta p_s(T) = (p_{s1} - p_{s2}) / p_{s1} \cdot 100\%$  при описании давления насыщенного пара составляет 0,8%. Поскольку в уравнение (1) входит первая производная  $p'_s(T)$ , то такая точность описания  $p_s$  уравнением (3) позволяет передать плотность насыщенного пара в диапазоне от  $T_t$  до  $T_c$  (рисунок 2 и рисунок 5).

При расчете плотности  $\rho^-$  в окрестности критической точки, мы наблюдаем значительное отклонение одной из экспериментальных точек [4] от значения  $\rho^-$ , рассчитанному по уравнению (1) –  $\delta \rho^- > 8\%$ . Объясняется это тем, что температура этой точки,  $T = 367,85 \text{ К}$ , совпадает с критической температурой  $T_c$  холодильного агента R1234yf. Поэтому при поиске коэффициентов уравнения (4) на основе функционала (9) мы эту точку из расчетной схемы исключили.



Для того, чтобы рассчитать по уравнению (6) значения  $\rho^+$  в области низких температур, мы предварительно рассчитали плотность насыщенную жидкости в интервале от 122,6К до 220К на основе известного правила прямолинейного диаметра, согласно которому вне окрестности критической точки имеет место линейная зависимость [27, 36]:

$$f(T) = \frac{\rho^+(T) + \rho^-(T)}{2} = A + B \cdot T, \quad (15)$$

где  $A$  и  $B$  – постоянные коэффициенты.

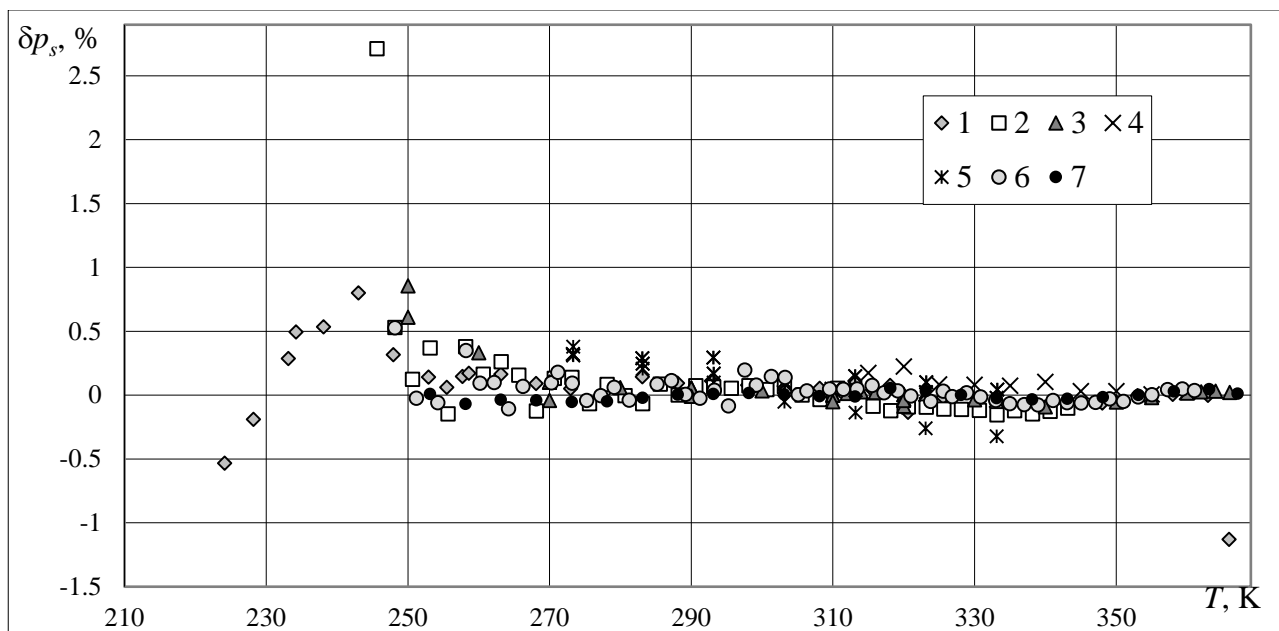


Рисунок 1 – Неопределенности  $\delta p_s(T) = (p_s^r - p_s^e) / p_s^e \cdot 100\%$  как функция температуры;  $p_s^r$  – расчет по уравнению (6);  $p_s^e$  – экспериментальные и расчетные данные из работ: 1 – [1]; 2 – [2]; 3 – [3]; 4 – [4]; 5 – [5]; 6 – [6]; 7 – [7]

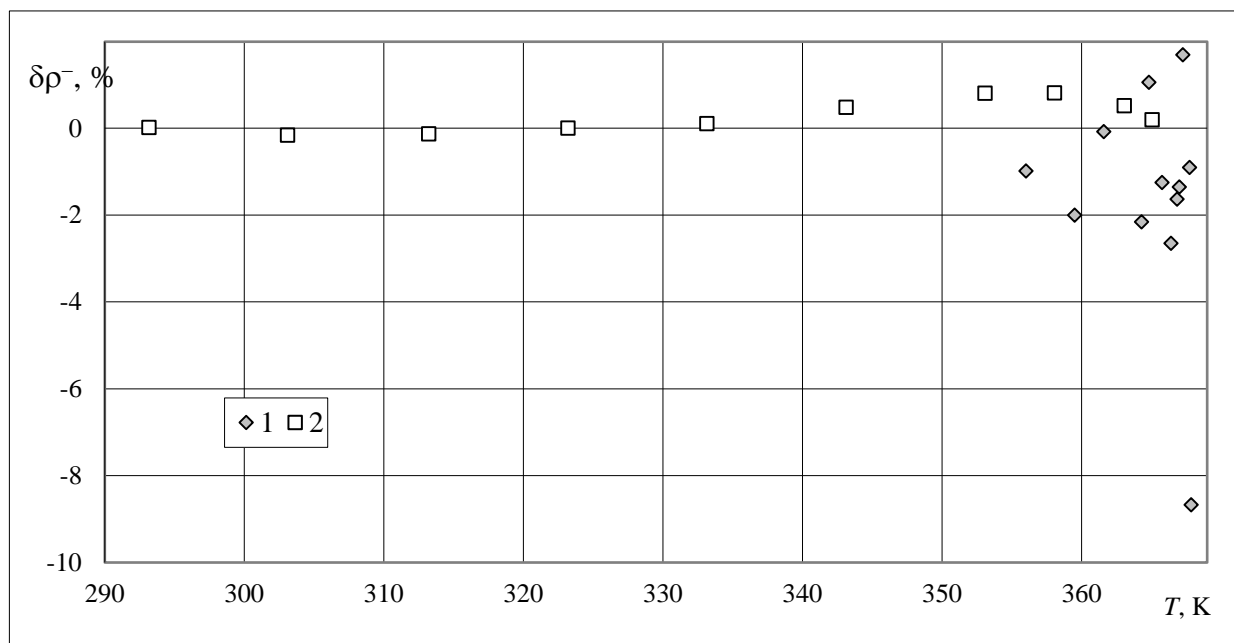


Рисунок 2 – Неопределенности  $\delta \rho^-(T) = (\rho^{-r} - \rho^{-e}) / \rho^{-e} \cdot 100\%$  как функция температуры;  $\rho^{-r}$  – расчет по уравнению (6);  $\rho^{-e}$  – экспериментальные и расчетные данные из работ: 1 – [4]; 2 – [8]

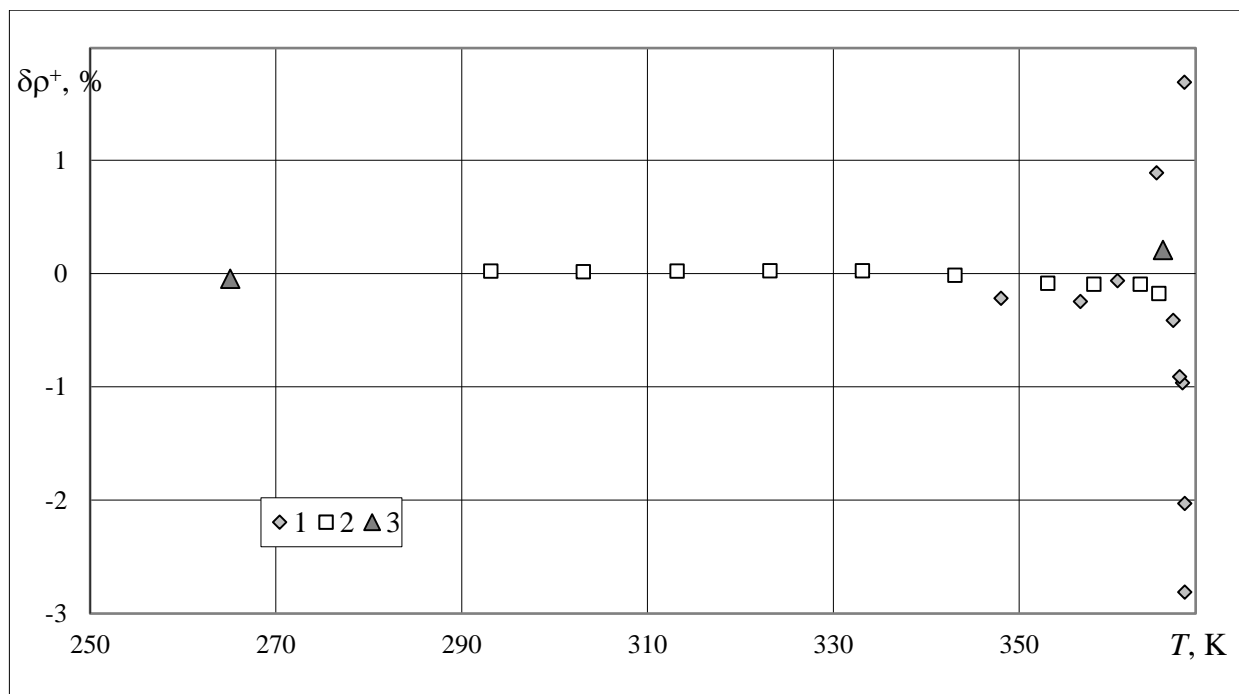


Рисунок 3 – Неопределенности  $\delta\rho^+(T) = (\rho^{+,r} - \rho^{+,e}) / \rho^{+,e} \cdot 100\%$  как функция температуры;  $\rho^{+,r}$  – расчет по уравнению (3);  $\rho^{+,e}$  – экспериментальные и расчетные данные из работ: 1 – [4]; 2 – [2]; 3 – [9].

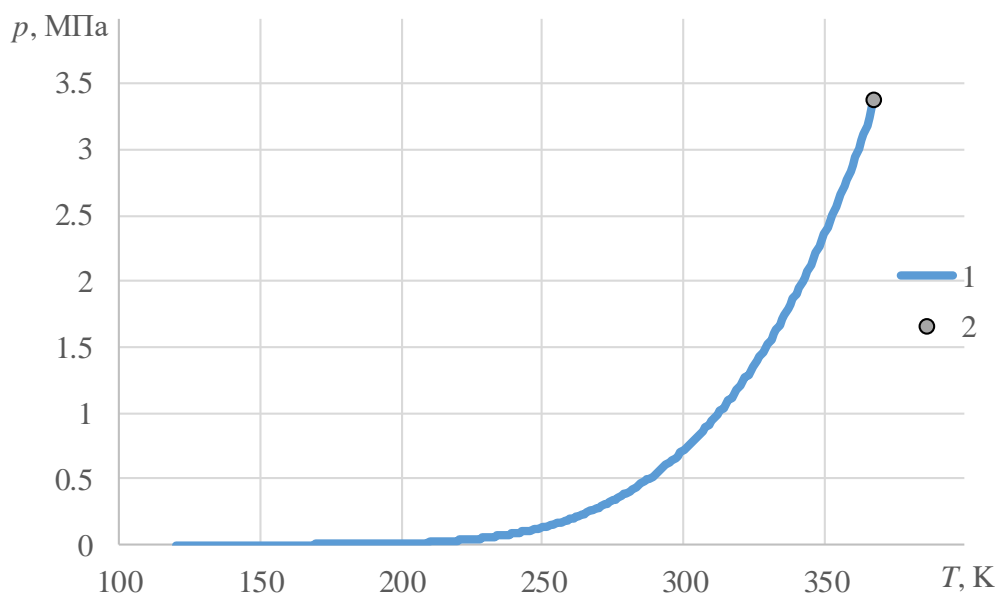


Рисунок 4 – Зависимость давления насыщенного пара от температуры, рассчитанная по уравнению (3): 1 – линия упругости, 2 – критическая точка

Поэтому сначала построили вспомогательное уравнение (1), используя имеющуюся экспериментальную и расчетную информацию о  $\rho^{+,e}$  [3,4,8,9] в температурном интервале от 220 К до 370 К. На основе полученных расчетных значений  $\rho^+$  и  $\rho^-$  рассчитали коэффициенты  $A = 476.54$  и  $B = -0.002692$ . Затем рассчитали по формуле (13) значения  $\rho^+$  для интервала температур от 122,6 К до 220 К, и использовали полученный таким образом массив данных  $(\rho^+, T)$ , наряду с экспериментальными данными [4,8,9], при расчете коэффициентов  $D_i$  уравнения (6). Значения рассчитанных по этой схеме коэффициентов  $D_i$  представлены в таблице 3. В результате мы

получили уравнение (6), которое имеет рабочую область от  $T_t$  до  $T_c$  (рисунок 5) и с малой неопределенностью описывает данные [4,8,9] (рисунок 3).

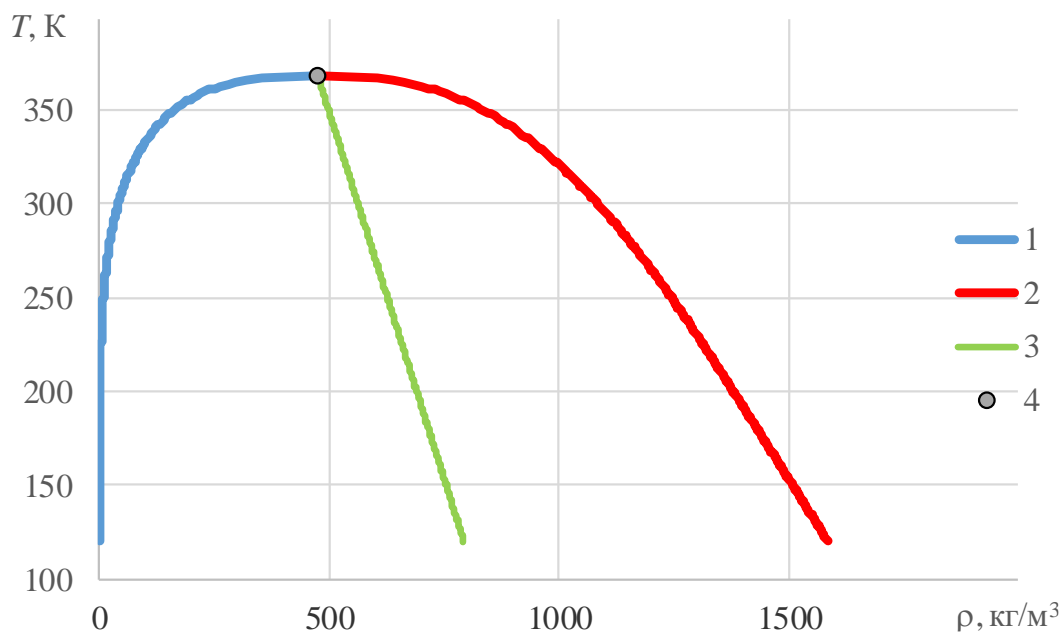


Рисунок 5 – Линия насыщения R1234yf, рассчитанная по уравнениям (1), (3), (4) и (6)–(8) в диапазоне температур от  $T_t=122,6$  К до  $T_c$ : 1 – паровая ветвь линии насыщения; 2 – жидкостная ветвь линии насыщения. 3 – график функции  $f(T)$ , рассчитанный по уравнению (13); 4 – критическая точка.

### Выводы

Разработанная нами система взаимосогласованных уравнений (1), (3), (4) и (6):

- с малой неопределенностью, соответствующей точности исходной экспериментальной информации [1–9], описывает линию фазового равновесия R1234yf в диапазоне температур от 220 К до  $T_c=367,85$ ;

- позволяет рассчитать давление насыщенного пара  $p_s$ , плотности  $\rho^+$  и  $\rho^-$  в диапазоне от  $T_t=122,6$  К до  $T_c$ . Надежность расчетов  $p_s$ ,  $\rho^-$  и  $\rho^+$  в области низких температур обеспечивается, во-первых, использованием уравнения (12), обоснованным допущением о том, что в окрестности тройной точки насыщенный пар можно считать идеальным газом [34], во-вторых, тем, что для расчета плотности насыщенной жидкости в области низких температур использовано экспериментально подтвержденное правило прямолинейного диаметра (13) [27, 36]. Кроме того, данный метод апробирован на примере описания линии фазового равновесия ряда веществ, хорошо изученных в широкой области параметров состояния  $(p, \rho, T)$ , в том числе и в окрестность тройной точки [27, 28, 29, 30]. Во всех случаях [27, 28, 29, 30] точность расчета давления и плотности на линии фазового равновесия в интервале температур  $[T_t, T_c]$  находилась в пределах экспериментальной неопределенности опытных данных  $p_s$ ,  $\rho^-$  и  $\rho^+$  этих веществ;

- удовлетворяет современным представлениям [32, 37] о характере поведения среднего диаметра  $f_d$  в асимптотической окрестности критической точки, зависимость (5).

### Заключение

Система уравнений (1), (3), (4) и (6) может быть рекомендована для расчета давления  $p_s$ , плотности  $\rho^-$  и  $\rho^+$ , теплоты парообразования  $r$  на линии фазового равновесия в интервале параметров состояния от тройной точки и до критической точки. Предложенный метод может быть использован даже при отсутствии экспериментальной информации о  $p_s$ ,  $\rho^-$  и  $\rho^+$  в области низких температур, например, в окрестности тройной точки исследуемого вещества.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Di Nicola, G., Polonara F., Santori G. Saturated Pressure Measurements of 2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene (HFO-1234yf) / G. Di Nicola, F. Polonara, G. Santori // J. Chem. Eng. Data. – 2010. – Vol. 55. – P. 201–204.
2. Fedele, L. Compressed Liquid Density Measurements for 2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene (R1234yf) / L. Fedele, J. S. Brown, L. Colla, A. Ferron, S. Bobbo, C. Zilio // J. Chem. Eng. Data. – 2012. – Vol. 57. – P. 482–489.
3. Richter, M., McLinden, M. O., Lemmon, E.W. Thermodynamic Properties of 2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene (R1234yf): Vapor Pressure and p- $\rho$ -T Measurements and an Equation of State // J. Chem. Eng. Data. – 2011. – Vol. 56. – P. 3254–3264.
4. Tanaka, K., Higashi, Y. Thermodynamic properties of HFO-1234yf (2,3,3,3-tetrafluoropropene) // International Journal of Refrigeration. – 2010. – Vol. 33. – P. 474 – 479.
5. Kamiaka, T., Dang, C., Hihara, E. Vapor-liquid equilibrium measurements for binary mixtures of R1234yf with R32, R125, and R134a // International Journal of Refrigeration. – 2013. – Vol. 36. – P. 965–971.
6. Yang, Z. Experimental Study of Saturated Pressure Measurements for 2,3,3,3-Tetrafluoropropene (HFO-1234yf) and 2-Chloro-1,1,1,2-Tetrafluoropropane (HCFC-244bb) / Z. Yang, L. Kou, W. Mao, J. Lu, W. Zhang, J. Lu // J. Chem. Eng. Data. – 2014. – Vol. 59. – P. 157–160.
7. Yin, J. Experimental measurements of saturated vapor pressure and gaseous  $p$  $v$  $T$  property for 2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene (HFO-1234yf) / J. Yin, G. Zhao, S. Ma // International Journal of Refrigeration. – 2019. – Vol. 107. – P. 183-190.
8. Zhao, G. Liquid viscosity and surface tension of R1234yf and R1234ze under saturation conditions by surface light scattering / G. Zhao, S. Bi, A.P. Froba, J. Wu // J. Chem. Eng. Data. – 2014. – Vol. 59. – P. 1366–1371.
9. Hulse, R. / R. Hulse, R. Singh, H. Pham // Proc. of 3rd IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants, Boulder, CO, USA, 2009.
10. Klomfar, J. Liquid-Phase p- $\rho$ -T Data for 2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene (R-1234yf) and 1,1,2,3,3,3-Hexafluoroprop-1-ene (R-1216) at Temperatures from (208 to 353) K under Pressures up to 40 MPa / J. Klomfar, M. Součková, J. Pátek // J. Chem. Eng. Data. – 2012. – Vol. 57. – P. 3283–3289.
11. Qiu, G. Density measurements for 2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene (R1234yf) and trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene (R1234ze(E)) / G. Qiu, X. Meng, J. Wu // J. Chem. Thermodynamics. – 2013. – Vol. 60. – P.150–158.
12. Hu, P. P, $v$ , $T$  Properties of 2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene (HFO-1234yf) in the Gaseous Phase / P. Hu, X.-D. Cai, L.-X. Chen, H. Xu, G. Zhao // J. Chem. Eng. Data. – 2017. – Vol. 62. – P. 3353–3359.
13. Zhong, Q. Adiabatic calorimeter for isochoric specific heat capacity measurements and experimental data of compressed liquid R1234yf / Q. Zhong, X. Dong, Y. Zhao, J. Wang, H. Zhang, H. Li, H. Guo, J. Shen, M. Gong // J. Chem. Thermodynamics. – 2018.
14. Gao, N. Measurements of the isobaric heat capacity of R1234yf in liquid phase at temperatures from 305 K to 355 K and pressures up to 5 MPa / N. Gao, Y. Jiang, Jie. Wu, Y. He, G. Chen // Fluid Phase Equilibria. – 2014. – Vol. 376. – P. 64–68.
15. Kano, Y. Ideal-Gas Heat Capacity for 2,3,3,3-Tetrafluoropropene (HFO-1234yf) Determined from Speed-of-Sound Measurements / Y. Kano, Y. Kayukawa, K. Fujii, H. Sato // Int. J. Thermophys. – 2010. – Vol. 31. – P. 2051–2058
16. Lago, S. Speed of Sound Results in 2,3,3,3-Tetrafluoropropene (R-1234yf) and trans-1,3,3,3-Tetrafluoropropene (R-1234ze(E)) in the Temperature Range of (260 to 360) K / S. Lago, P. A. G. Albo, S. Brignolo // J. Chem. Eng. Data. – 2011. – Vol. 56. – P. 161–163.
17. Akasaka, R. Thermodynamic property modeling for 2,3,3,3-tetrafluoropropene (HFO-1234yf) / R. Akasaka, K. Tanaka, Y. Higashi // International Journal of Refrigeration. – 2010. – Vol. 33. – P. 52–60.
18. Rykov, V. A. Fundamental equation of state for R1234yf / V. A. Rykov, S. V. Rykov, A. V. Sverdlov // Journal of Physics: Conference Series. – 2019. – Vol. 1385. – P. 012013.
19. Astina, I. M., Sato, H. A fundamental equation of state for 1,1,1,2-tetrafluoroethane with an intermolecular potential energy background and reliable ideal-gas properties // Fluid Phase Equilibria. – 2004. – Vol. 221. – P. 103–111.
20. Kudryavtseva, I. V. A new variant of a scaling hypothesis and a fundamental equation of state based on it / I.V. Kudryavtseva, V. A. Rykov, S. V. Rykov, E. E. Ustyuzhanin // Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series. – 2018. – Vol. 946. – P. 012118.
21. Kudryavtseva, I. V. The method for constructing the fundamental equation of state for SF6 / I. V. Kudryavtseva, V. A. Rykov, S. V. Rykov // 2019 J. Phys.: Conf. Ser. – Vol. 1385. – P. 012009.
22. Rykov, S. V. A. Method for constructing fundamental equation of state that satisfies the scaling theory and applicable for substances insufficiently explored in the critical point vicinity / S. V. Rykov, I. V. Kudryavtseva, V. A. Rykov // J. Phys.: Conf. Ser. – 2019. – Vol. 1385. – P. 012014.
23. Fisher, M.E., Orkoulas, G. The Yang-Yang Anomaly in Fluid Criticality: Experiment and Scaling Theory // Phys. Rev. Lett. – 2000. – Vol. 85. – P. 696-699.
24. Cerdeirina, C. The nature of singular coexistence-curve diameters of liquid-liquid phase equilibria / C. Cerdeirina, M. Anisimov, J. Sengers // Chem. Phys. Lett. – 2006. – Vol. 424. – P. 414-419.
25. Ма, Ш. Современная теория критических явлений. – М. : Мир, 1980. – 298 с.
26. Рыков, В. А. Анализ закономерностей изменения термодинамических свойств веществ в широком диапазоне параметров состояния, включая окрестность критической точки и метастабильную область // Дис. на соискание уч.ст.канд. техн.наук. – Л. : ЛТИХП, 1988.– 275 с.

27. Rykov, S. V. Analysis of the saturation line on the basis of Clapeyron-Clausius and Gibbs-Duhem equations / S. V. Rykov, I. V. Kudryavtseva, V. A. Rykov, E. E. Ustyuzhanin, V. F. Ochkov // J. Phys.: Conf. Ser. – Vol. 1147. – 012017.
28. Kudryavtseva, I.V. A model system of the liquid density, the gas density and the pressure on the saturation line of SF6 / I.V. Kudryavtseva, V. A. Rykov, S. V. Rykov, E. E. Ustyuzhanin // Journal of Physics: Conference Series. – 2019. – Vol. 1385. – P. 012010.
29. Рыков, С. В. Метод описания линии насыщения на основе данных о кажущейся теплоте парообразования и уравнения Клапейрона-Клаузиуса / С. В. Рыков, И. В. Кудрявцева, М. И. Полторацкий, В. А. Рыков, М. В. Климович // Вестник Международной академии холода.– 2017. – № 2. – С. 66–72.
30. Рыков, С. В. Методика расчета линии фазового равновесия хладагентов от тройной точки до критической точки / С. В. Рыков, И. В. Кудрявцева, В. А. Рыков // Холодильная техника.– 2017. – №3. – С. 26–30.
31. Ustyuzhanin, E. E., Extrapolation of IAPWS-IF97 data: The saturation pressure of H2O in the critical region / E. E. Ustyuzhanin, V. F. Ochkov, V. V. Shishakov., A. V. Rykov // J. Phys.: Conf. Ser. 2015. – Vol. 653. – 012109.
32. Vorob'yev, V. S. Comparison of the scaling models for substance densities along saturation line / V. S. Vorob'yev, V. A. Rykov, E. E. Ustjuzhanin, V. V. Shishakov, P. V. Popov, S. V. Rykov // J. Phys.: Conf. Ser. – 2016. – Vol. 774. – P. 012017.
33. Ландау, Л. Д. Статистическая физика / Л. Д. Ландау, Е. М. Лифшиц. – М.: Наука, 1976.– 296 с.
34. Шпильрайн, Э. Э. Изменение неидеальности пара вдоль линии насыщения // ТВТ. – 1966.– Т.4, №3. – С. 450–451.
35. Di Nicola, G. Triple point measurements for alternative refrigerants / G. Di Nicola, C. Brandoni, C. Di Nicola, G. Giuliani // J. Therm. Anal. Calorim. – 2012. – Vol. 108. – P. 627–631.
36. Reif-Acherman, S. The history of the rectilinear diameter law // Química Nova. – 2009. – DOI: 10.1590/S0100-40422010000900033
37. Рыков, С.В. Анализ различных моделей среднего диаметра линии фазового равновесия R236ea / С. В. Рыков, И. В. Кудрявцева, В. А. Рыков, А. В. Свердлов, М. Нурышева // Вестник Международной академии холода. – 2019. – № 3. – С. 87-93.

УДК 621.57

## UTILIZING THE HEAT OF GAS MODULE BY AN ABSORPTION LITHIUM-BROMIDE CHILLER WITH AN EJECTOR BOOSTER STAGE

### УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ ГАЗОВОГО МОДУЛЯ АБСОРБЦИОННОЙ БРОМИСТОЛИТИЕВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНОЙ С ЭЖЕКТОРНОЙ БУСТЕРНОЙ СТУПЕНЬЮ

<p><b>Radchenko R.N.</b><sup>1</sup>, Cand. Tech. Sc., associate professor  <b>Radchenko N.I.</b><sup>1a</sup>, Doct. Tech. Sc., professor  <b>Tsoy A.P.</b><sup>2</sup>, Cand. Tech. Sc., professor  <b>Forduy S.G.</b><sup>3</sup>, Cand. Tech. Sc.  <b>Zubarev A.A.</b><sup>1</sup>, Senior lecturer</p>	<p><b>Радченко Р.Н.</b><sup>1</sup>, канд. тех. наук, доцент  <b>Радченко Н.И.</b><sup>1a</sup>, док. тех. наук, профессор  <b>Цой А.П.</b><sup>2</sup>, канд. тех. наук, профессор  <b>Фордуй С.Г.</b><sup>3</sup>, канд. тех. наук  <b>Зубарев А.А.</b><sup>1</sup>, ст. преподаватель</p>
<p>1 – Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ukraine, 054000, Mykolaiv, pr. Heroes of Ukraine, 9  2 – Almaty Technological University, Republic of Kazakhstan, 050012, Almaty, Tole Bi, 100  3 – PepsiCo, Inc., Ukraine, 01010, Kyiv, str. Moskovska, 32/2</p>	<p>1 – Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина, 054000, Николаев, пр. Героев Украины, 9  2 – Алматинский Технологический Университет, Республика Казахстан, 050012, Алматы, Толе би, 100  3 – PepsiCo, Inc., Украина, 01010, Киев, ул. Московская, 32/2</p>
<p><b>E-mail:</b> a – nirad50@gmail.com</p>	

#### Abstract

In integrated electrical, heat and cold supply installations, gas piston engines (GE) are widely used. The heat removed from the GE in the form of hot water with a temperature of about 90 °C is transformed into cold by an absorption lithium-bromide-chiller (ACh) with a decrease in water temperature by no more

than 10...15 °C. At the same time, in order to maintain the thermal state of the GE at a safe level, the temperature of chilled water at the inlet of the engine should not be higher than 70 °C. Excessive heat is discharged into the atmosphere by the emergency discharge radiator. These losses are about 25%. A system for their utilization after an ACh in ejector refrigeration chiller is proposed. With this the cold received can be used for additional cooling of the GE charged gas-air mixture, which is usually cooled by a radiator, which at high temperatures can be insufficient and lead to a deterioration in the fuel efficiency of the GE. It is shown that at elevated ambient air temperatures additional cooling of the charged gas-air mixture of the gas engine allows to reduce specific fuel consumption and increase power generation.

#### **Аннотация**

В установках автономного электро-, тепло- и холодообеспечения широко применяются газопоршневые двигатели (ГПД). Теплота, отводимая от ГПД в виде горячей воды с температурой примерно 90 °C, трансформируется в холод абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (АБХМ) с понижением температуры воды не более чем на 10...15 °C. В то же время для поддержания термического состояния ГПД на безопасном уровне температура охлажденной воды на входе двигателя должна быть не выше 70 °C. Избыток тепла сбрасывается в атмосферу радиатором аварийного сброса. Эти потери составляют около 25 %. Предложена система их утилизации после АБХМ эжекторной холодильной машиной. При этом полученный холод можно использовать для дополнительного охлаждения наддувочной газовой смеси ГПД, которую обычно охлаждают радиатором, что при повышенных температурах наружного воздуха может оказаться недостаточным и привести к ухудшению топливной экономичности ГПД. Показано, что при повышенных температурах наружного воздуха дополнительное охлаждение наддувочной газовой смеси ГПД позволяет уменьшить удельный расход топлива и увеличить выработку электроэнергии.

#### **Введение**

В установках автономного электро-, тепло- и холодообеспечения все большее распространение находят газопоршневые двигатели (ГПД) [1, 2]. Обычно такие ГПД выпускают в когенерационном исполнении – в виде когенерационных модулей [3, 4], включающих штатные теплообменники нагрева воды (теплоносителя) за счет теплоты, отводимой от выпускных газов утилизационными котлами [5, 6], наддувочной газовой смеси (ГВС), смазочного масла и корпуса двигателя. Традиционно теплота горячей воды с температурой примерно 90 °C трансформируется в холод абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (АБХМ) [7, 8]. При этом ее температура снижается не более чем на 10...15 °C, в результате чего температура обратного теплоносителя, поступающего от АБХМ, составляет 75 °C и даже выше. В то же время для поддержания термического состояния ГПД на безопасном уровне температура обратного теплоносителя, поступающего в теплообменники отвода тепла от корпуса двигателя, должна быть не выше 70 °C [4]. Избыток тепла сбрасывается в атмосферу радиатором (градирней сухого типа) аварийного сброса. Эти потери весьма значительные [6], и их уменьшение обеспечивало бы увеличение выработки холода, который можно было бы использовать как для технологических нужд, так и для охлаждения воздуха на входе ГПД [9, 10] и наддувочной ГВС, которое обычно осуществляется радиатором и при повышенных температурах наружного воздуха оказывается недостаточным для поддержания температуры ГВС на уровне не более 45...50 °C. Превышение этой температуры приводит к ухудшению топливной экономичности ГПД (увеличению удельного расхода топлива, падению мощности) [11], а свыше 55 °C – к аварийному отключению двигателя. При этом целесообразно задействовать как традиционные технологии охлаждения воздуха на входе газовых турбин в АБХМ, так и с использованием струйных аппаратов – эжекторов в ХМ комбинированного абсорбционно-эжекторного типа [12] с применением низкокипящих рабочих тел (хладонов) и способов интенсификации теплообмена при кипении хладонов в воздухоохладителях [13, 14].

**Цель исследования** – сокращение потерь теплоты тригенерационной установки автономного энергообеспечения с АБХМ путем глубокой ее утилизации в ЭХМ с охлаждением наддувочной ГВС ГПД тепла обратного теплоносителя и повышения топливной экономичности ГПД.

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

Объектом исследования является система утилизации теплоты газопоршневых модулей (ГПМ) тригенерационной установки автономного энергообеспечения, обеспечивающая сокращение потерь теплоты при ее трансформации в холод, используемый для охлаждения наддувочной ГВС.

При разработке усовершенствованной системы трансформации тепла когенерационного ГПД использованы данные мониторинга установки автономного электро-, тепло- и холодообеспечения завода ООО "Сандора"–"Pepsico Ukraine" (Николаев, Украина). Тригенерационная установка

включает два когенерационных ГПД JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (электрическая мощность одного ГПД 1400 кВт, тепловая мощность 1500 кВт), АБХМ AR-D500L2 Century (холодопроизводительностью 2000 кВт) и два центральных кондиционера CIC Jan HREBEC (Чехия) 1LG4223-8AB60 (холодопроизводительностью по 350 кВт и объемным расходом воздуха по 60000 м<sup>3</sup>/ч каждый). Отвод теплоты от воды, охлаждающей наддувочную ГВС ГПД и АБХМ, осуществляется системами оборотного охлаждения с градирнями типа Evarco.

Резервы утилизации теплоты оценивали по количеству теплоты обратного теплоносителя после АБХМ, сбрасываемой в атмосферу радиатором аварийного сброса, и рассчитывали из тепловых балансов, составленных по расходу и температурам теплоносителя (горячей воды) на выходе из ГПД, АБХМ и на входе в ГПД, измеряемым в ходе мониторинга.

Тепловые характеристики АБХМ и градирен брали по данным фирм-изготовителей [6], а ЭХМ – по разработанным авторами программам.

Влияние охлаждения циклового воздуха на топливную экономичность ГПД (удельный расход топлива) оценивали по данным мониторинга двигателя с использованием разработанных авторами методик статистической обработки его результатов [8]. При этом определяли изменение удельного расхода топлива, приходящееся на 1 °С изменения температуры циклового воздуха ГПД.

Тепловую эффективность систем утилизации теплоты оценивали тепловым коэффициентом, рассчитываемым как отношение вырабатываемой холодопроизводительности к располагаемой теплоте горячей воды, отводимой от ГПД.

Текущий эффект от охлаждения наддувочной ГВС за счет использования в разработанной системе утилизации дополнительно выработанного холода оценивали по уменьшению удельного расхода топлива ГПД по сравнению с традиционной системой радиаторного охлаждения ГВС.

**Цель исследования** – совершенствование системы утилизации тепла когенерационного ГПД тригенерационной установки автономного энергообеспечения в направлении сокращения потерь тепла обратного теплоносителя и повышения топливной экономичности ГПД.

### Результаты и их обсуждение

#### 1.1. Исследование базовой традиционной системы утилизации теплоты когенерационного газопоршневого модуля с абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной

Схема существующей системы трансформации теплоты когенерационного модуля ГПД JMS 420 GS в АБХМ приведена на рис. 1. Теплота, отведенная от выпускных газов ГПД в утилизационном котле (УК), ГВС в высокотемпературной ступени охладителя наддувочной смеси (ОНВ<sub>ВТ</sub>), от охлаждающей воды рубашки двигателя и смазочного масла, используется в АБХМ для производства холода в виде холодной воды с температурой  $t_x = 7...10\text{ }^{\circ}\text{C}$  (рис. 1).

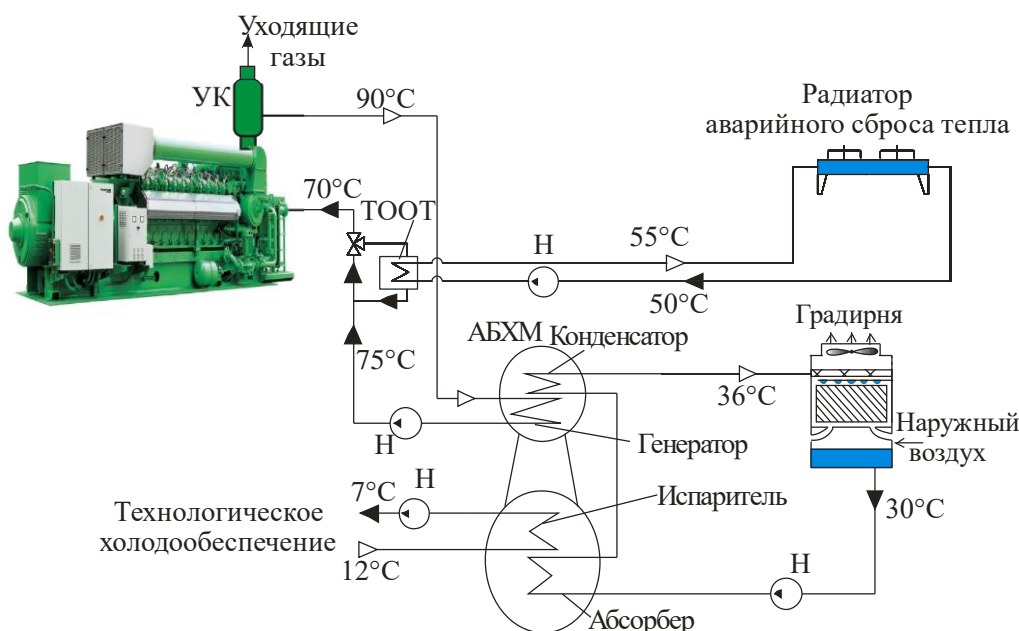


Рисунок 1 – Схема типовой системы трансформации теплоты ГПД в АБХМ: УК – утилизационный котел; ТООТ – теплообменник охлаждения обратного теплоносителя; Н – насос  
 Результаты обработки данных мониторинга в течение  $\tau = 12^{00} - 24^{00}$  (28.07.2017) для базового варианта по температурам теплоносителя приведены на рис. 2.

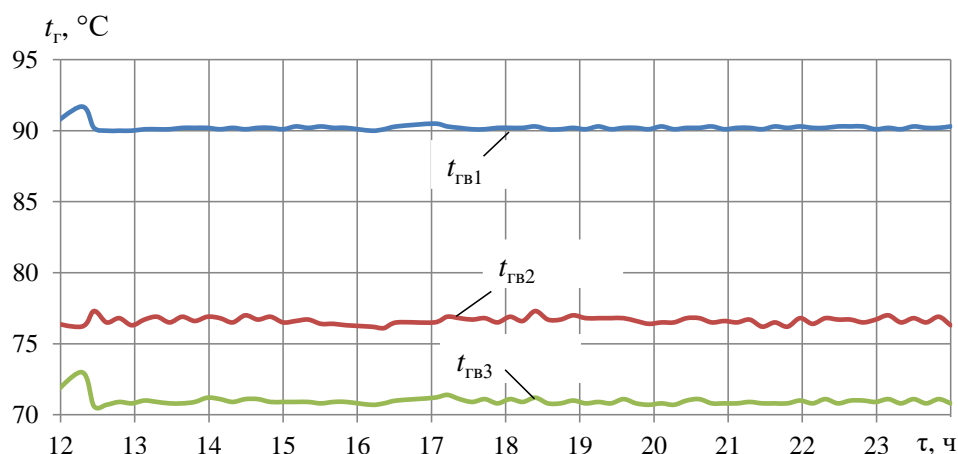


Рисунок 2 – Температуры горячей воды  $t_{ГВ1}$  на входе АБХМ, обратной воды после АБХМ  $t_{ГВ2}$  и охлажденной обратной воды на входе в ГПД  $t_{ГВ3}$  в течение  $\tau = 12^{00} - 24^{00}$  (28.07.2017) для базового варианта по данным мониторинга

На рис. 3 приведены графики текущих значений разности температур горячего теплоносителя (горячей воды) на входе и выходе из АБХМ, которые характеризуют теплоту, трансформированную в АБХМ в холод, и температур обратного теплоносителя после АБХМ на входе и выходе из ТООТ, а также охлажденного в ТООТ путем аварийного сброса теплоты в атмосферу радиатором из-за ограничения по температуре обратного теплоносителя на входе в ГПД  $t_{ГВ3} = 70$  °С, согласно требованиям фирм-производителей ГПД.

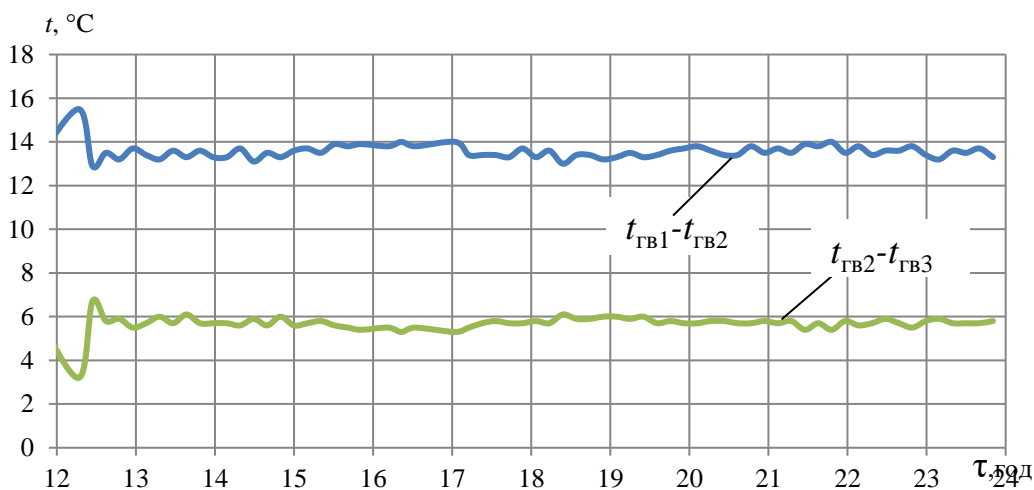


Рисунок 3 – Значения разности температур горячей и охлажденной в АБХМ воды  $t_{ГВ1} - t_{ГВ2}$  и обратной воды в охладителе ТООТ  $t_{ГВ2} - t_{ГВ3}$  для базового варианта по данным мониторинга

Из рис. 3 видно, что только часть теплоты, которая отводится от двигателя и определяется разностью температур  $t_{ГВ1} - t_{ГВ2} = 14...15$  °С, трансформируется в АБХМ в холод, тогда как вся располагаемая теплота характеризуется разностью температур  $t_{ГВ1} - t_{ГВ3} = 20$  °С.

По результатам мониторинга системы трансформации сбросной теплоты газового двигателя JMS 420 GS-N.LC GE фирмы Jenbacher в АБХМ AR-D500L2 фирмы Century, приведенным на рис. 2 и 3, были рассчитаны тепловые потоки в системе трансформации теплоты в холод, представленные на рис. 4.

Значения общего количества теплоты  $Q_{Г.ГД}$  горячего теплоносителя, отведенной от двух ГПД, теплоты, трансформированной в АБХМ в холод,  $Q_{Г.А}$ , и потерь теплоты  $Q_{Г.П}$  в системе возврата теплоносителя в ГПД приведены на рис. 4.



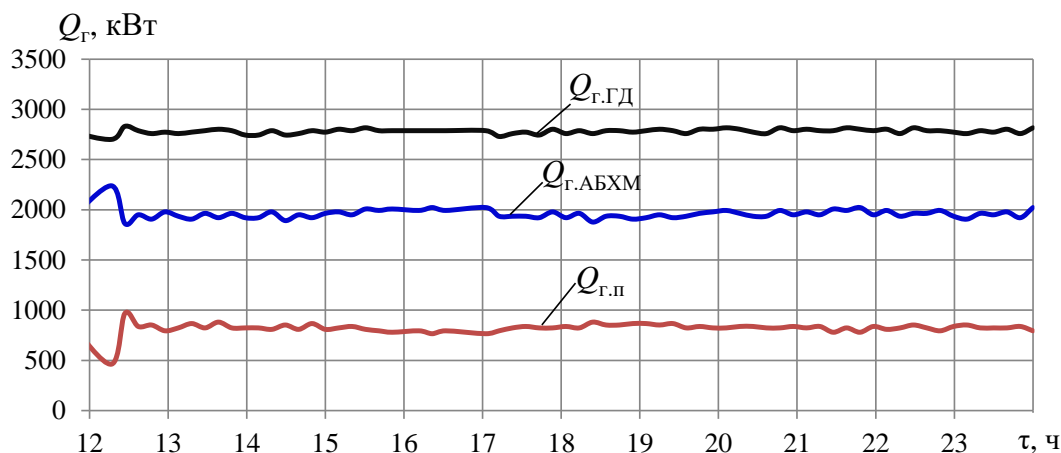


Рисунок 4 – Значения общего количества теплоты  $Q_{g.GD}$  горячего теплоносителя, отведенной от двух ГПД, теплоты, трансформированной в АБХМ в холод,  $Q_{g.ABXH}$ , и потерь теплоты  $Q_{g.PI}$  для базового варианта по данным мониторинга

Как видно из графиков на рис. 4, общее количество теплоты, получаемой от двигателя в виде горячей воды с температурой  $t_g = 90^\circ\text{C}$ , составляет  $Q_{g.GD} \approx 2800$  кВт, из которой в АБХМ используется только часть,  $Q_{g.ABXH} \approx 2000$  кВт. В то же время из-за ограничения по температуре обратного теплоносителя на входе в ГД  $t_{гвз} = 70^\circ\text{C}$  в теплообменнике ТООТ и радиаторе аварийного сброса от него отводится избыток (потери) теплоты  $Q_{g.PI} \approx 800$  кВт. Таким образом, потери теплоты  $Q_{g.PI}/Q_{g.GD}$  составляют почти 30 % общего ее количества  $Q_{g.GD}$ , отведенного от ГПД.

С учетом температуры горячего теплоносителя  $t_{гв1}$  (рис. 2) и температуры конденсации  $t_k$  водяного пара в АБХМ, которая определяется, исходя из значений температуры воды  $t_{o.v}$ , охлаждающей конденсатор и генератор пара-десорбер АБХМ, как  $t_k = t_{o.v} + 3^\circ\text{C}$ , были рассчитаны значения теплового коэффициента АБХМ AR-D500L2 фирмы Century  $\zeta_{ABXH}$  и всей системы трансформации теплоты  $\zeta_{CT.6}$  для базового варианта (рис. 5).

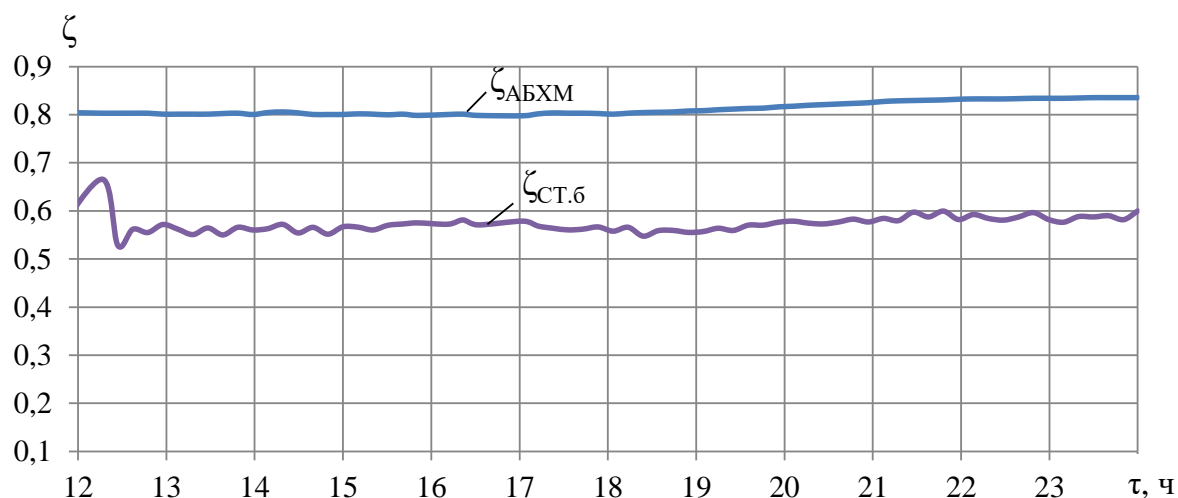


Рисунок 5 – Значения теплового коэффициента АБХМ AR-D500L2 фирмы Century  $\zeta_{ABXH}$  и всей системы трансформации  $\zeta_{CT.6}$  для базового варианта по данным мониторинга

По результатам мониторинга были рассчитаны также текущие значения холодопроизводительности АБХМ  $Q_{0.ABXH}$  и потенциально возможного количества холода  $Q_{0.втр}$ , который можно было бы получить трансформацией в АБХМ (при тепловом коэффициенте  $\zeta_{ABXH} = 0,7$ ) сбросной теплоты  $Q_{g.PI}$  (рис. 4) базовой системы трансформации (рис. 6).

## 2. Двухступенчатая абсорбционно-эжекторная система трансформации теплоты газопоршневого модуля с охлаждением наддувочной газозвдушной смеси

Разработано схемо-техническое решение двухступенчатой абсорбционно-эжекторной системы утилизации теплоты в АБХМ и ЭХМ на низкокипящем рабочем теле (НРТ), например R142В глубокой утилизации теплоты (рис. 6).

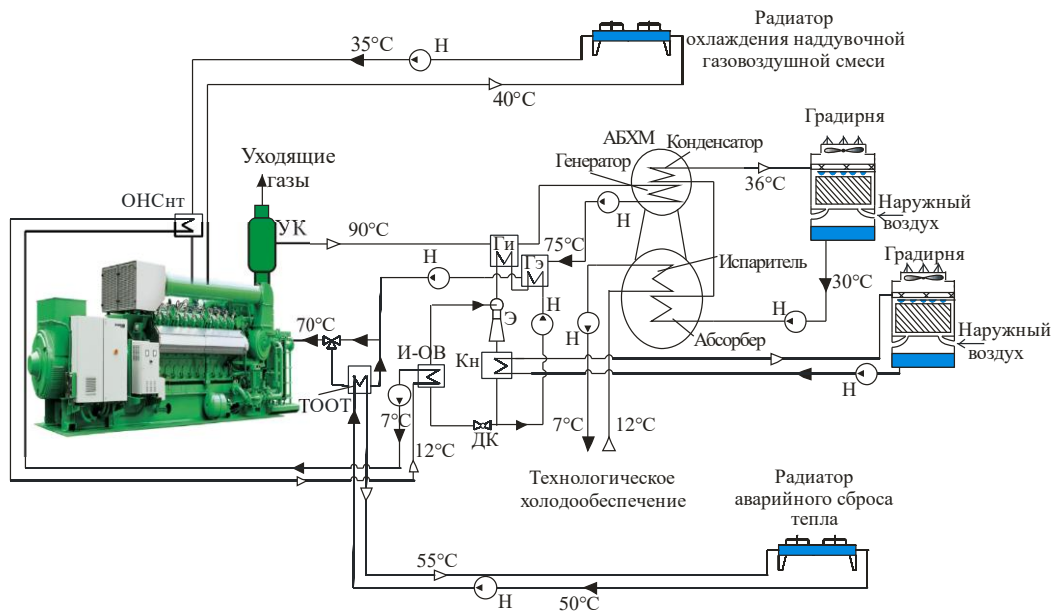


Рисунок 6 – Схема двухступенчатой абсорбционно-эжекторной системы трансформации сбросной теплоты когенерационного модуля JMS 420 GS с ЭХМ после АБХМ по горячей воде: УК – утилизационный котел; ТООТ – теплообменник охлаждения обратного теплоносителя; Н – насос; ОНСнт – охладитель наддувочной газозвдушной смеси низкотемпературный; Э – эжектор; И-ОВ – испаритель-охладитель воды; Кн – конденсатор; Гн и Гэ – испарительная и экономайзерная секции генератора паров хладона ЭХМ; ДК – дроссельный клапан

Тепловые нагрузки (теплота горячего теплоносителя от ГПД): АБХМ  $Q_{ГА}$ ; ЭХМ  $Q_{ГЭ} = Q_{ГП}$ ; АЭХМ  $Q_{ГАЭ} = Q_{ГА} + Q_{ГЭ} = Q_{ГА} + Q_{ГП}$ .

Холодопроизводительность ЭХМ  $Q_{0.ЭХМ}$ ; АБХМ  $Q_{0.А6}$ ; АЭХМ  $Q_{0.А6+ЭХМ} = Q_{0.А6} + Q_{0.ЭХМ}$ .

Значения тепловых коэффициентов АБХМ  $\zeta_{АБХМ}$ , ЭХМ  $\zeta_{ЭХМ}$ , а также базовой системы трансформации сбросной теплоты только в АБХМ  $\zeta_{СТ.А6}$  и двухступенчатой абсорбционно-эжекторной системы с АБХМ и ЭХМ  $\zeta_{СТ.А6+ЭХМ}$  даны на рис. 7.

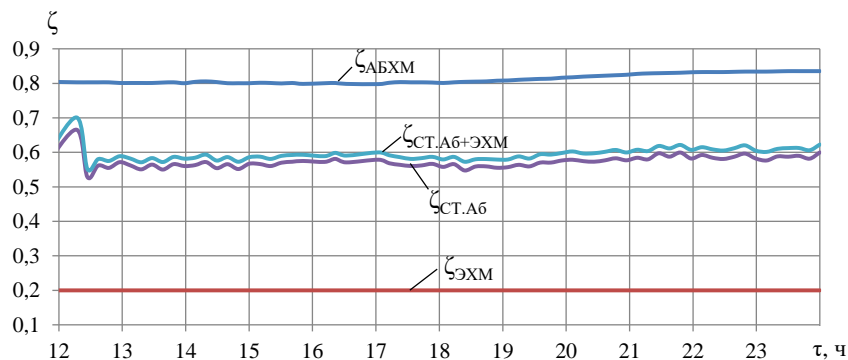


Рисунок 7 – Значения тепловых коэффициентов АБХМ  $\zeta_{АБХМ}$ , ЭХМ  $\zeta_{ЭХМ}$ , а также базовой системы трансформации сбросной теплоты только в АБХМ  $\zeta_{СТ.А6}$  и двухступенчатой абсорбционно-эжекторной системы с АБХМ и ЭХМ  $\zeta_{СТ.А6+ЭХМ}$

Значения холодопроизводительности базовой системы трансформации сбросной теплоты только в АБХМ  $Q_{0.А6}$ , дополнительно в ЭХМ  $Q_{0.ЭХМ}$  и двухступенчатой абсорбционно-эжекторной системы с АБХМ и ЭХМ  $Q_{0.А6+ЭХМ}$  приведены на рис. 8.

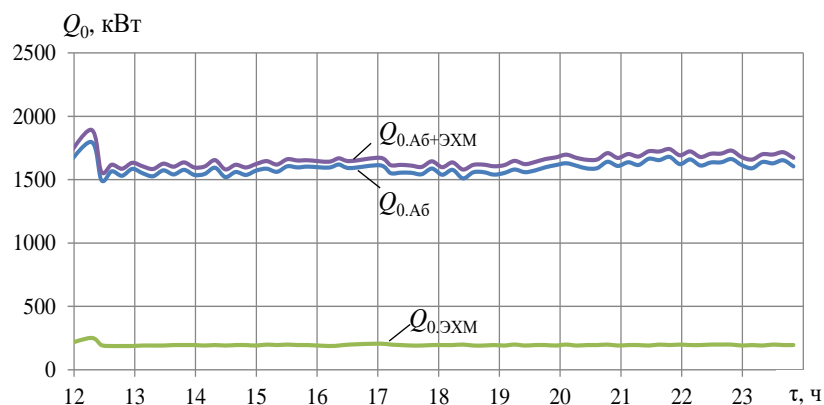


Рисунок 8 – Значения холодопроизводительности базовой системы трансформации сбросной теплоты только в АБХМ  $Q_{0.А6}$ , дополнительно в ЭХМ  $Q_{0.ЭХМ}$  и двухступенчатой абсорбционно-эжекторной системы с АБХМ и ЭХМ  $Q_{0.А6+ЭХМ}$

Как видно, при  $\zeta_{\text{Э}} \approx 0,2$  (температурах кипения хладона R142b в испарителе  $t_0 = 7^\circ\text{C}$ , генераторе  $t_{\text{ГЭ}} = 70^\circ\text{C}$ , конденсации  $t_{\text{к}} \approx 25^\circ\text{C}$ ) значения дополнительной холодопроизводительности, полученной в ЭХМ  $Q_{0.ЭХМ}$  трансформацией теплоты, традиционно сбрасываемой радиатором аварийного сброса, составляет  $Q_{0.ЭХМ} \approx 200$  кВт.

При повышенных температурах наружного воздуха, например  $25...35^\circ\text{C}$ , и разности температур в радиаторе между водой и атмосферным воздухом примерно  $10^\circ\text{C}$  температура охлаждающей воды на входе низкотемпературной ступени охладителя наддувочного воздуха (ОНВ<sub>НТ</sub>), точнее ГВС, составляет соответственно  $35...45^\circ\text{C}$ , что не позволяет охлаждать наддувочную ГВС ниже  $40...45^\circ\text{C}$  (при разнице температур в ОНВ<sub>НТ</sub> между наддувочной ГВС и водой  $10^\circ\text{C}$ ). Это значительно выше той температуры, которая поддерживается в впускном ресивере системой автоматического регулирования (САР) подачи газа в ГПД ( $40...45^\circ\text{C}$ ), что вызывает переход ГПД на частичные режимы работы с соответствующим увеличением удельного расхода топлива в сравнении с номинальным режимом (для сохранения теплового состояния двигателя на допустимом уровне).

С целью обеспечения эксплуатации ГПД на номинальном или близких к нему режимах без сокращения производства электроэнергии и ухудшения топливной экономичности необходимо поддерживать стабильно низкие температуры наддувочной ГВС  $t_{\text{нс}}$  в ОНВ<sub>НТ</sub> – не выше  $40...45^\circ\text{C}$ , на которые настроена САР подачи топливного газа в ГПД.

Самым простым вариантом было бы использовать охлаждающую воду от градирни мокрого типа, которой охлаждают уже установленную АБХМ, но не непосредственно для охлаждения ГВС в ОНВ<sub>НТ</sub>, а опосредованно – охлаждая воду контура ОНВ<sub>НТ</sub> в промежуточном пластинчатом ТО, то есть переходя на трехконтурную систему охлаждения наддувочной ГВС вместо традиционной с радиатором – градирней сухого типа.

Однако для того, чтобы поддерживать температуры наддувочного воздуха во впускном ресивере на уровне необходимых  $40...45^\circ\text{C}$  и свести к минимуму работу ГПД на частичных режимах, необходимо дополнительное (к охлаждению в градирне) снижение температуры охлаждающей воды перед ее подачей в ОНВ<sub>НТ</sub>. Для этого целесообразно использовать дополнительную холодопроизводительность, полученную за счет глубокой утилизации теплоты ГПД (рис. 8).

Результаты расчета температуры охлажденной в ОНВ<sub>НТ</sub> наддувочной ГВС с градирней мокрого типа  $t_{\text{нс.МГ}}$  по программе фирмы "Guntner" при текущих значениях температуры мокрого термометра  $t_{\text{М}}$  и наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$  на входе градирни мокрого типа в течение суток представлено на рис. 9. Согласно данным производителей градирен температура охлажденной в них воды на  $3^\circ\text{C}$  выше, чем по мокрому термометру  $t_{\text{М}}$ . Соответствующие величины снижения температуры наддувочной ГВС в ОНВ<sub>НТ</sub> системы охлаждения с градирней мокрого типа  $\Delta t_{\text{нс.МГ}} = t_{\text{нс.Р}} - t_{\text{нп.МГ}}$  и в ОНВ<sub>НТ</sub> с ЭХМ  $\Delta t_{\text{нс.Э}} = t_{\text{нп.Р}} - t_{\text{нп.А}}$  (тут  $t_{\text{нп.А}} = 22^\circ\text{C}$ ).

При этом температура охлаждающей воды на выходе испарителя-охладителя воды (И-ВО) ЭХМ  $t_{\text{х}} = t_0 + 5^\circ\text{C} = 12^\circ\text{C}$ , где температура кипения  $t_0 = 7^\circ\text{C}$ , а температура наддувочной ГВС, охлажденной в ОНВ<sub>НТ</sub>,  $t_{\text{нс.Э}} = t_{\text{х}} + 10^\circ\text{C} = 12 + 10^\circ\text{C} = 22^\circ\text{C}$ . Благодаря поддержанию постоянной температуры охлаждающей воды на выходе из И-ВО ЭХМ, т. е. на входе ОНВ<sub>НТ</sub>, температура

охлажденной в ОНВ<sub>HT</sub> наддувочной ГВС поддерживается постоянной независимо от изменения температуры наружного воздуха  $t_{\text{эл}}$  на уровне  $t_{\text{нс.Э}} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$ , что значительно ниже температуры  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ , на которую настроена САР подачи газа в ГПД.

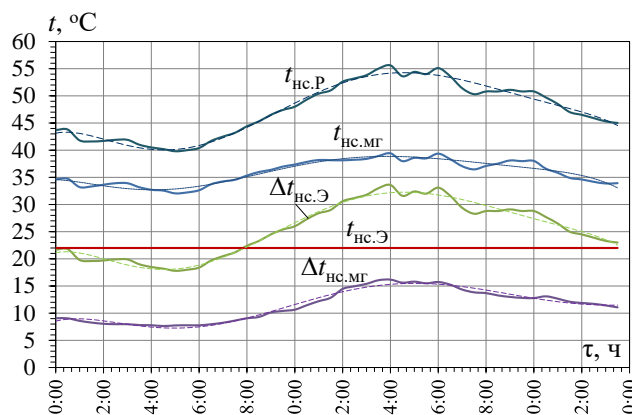


Рисунок 9 – Текущие значения температуры охлажденной в ОНВ<sub>HT</sub> наддувочной ГВС: типовой системы с радиатором  $t_{\text{нс.Р}}$ ; градирней мокрого типа  $t_{\text{нс.МГ}}$  и с ЭХМ  $t_{\text{нс.Э}}$ , снижения температуры наддувочной ГВС в ОНВ<sub>HT</sub> для систем охлаждения с градирней мокрого типа  $\Delta t_{\text{нс.МГ}} = t_{\text{нс.Р}} - t_{\text{нс.МГ}}$  и с ЭХМ  $\Delta t_{\text{нс.Э}} = t_{\text{нс.Р}} - t_{\text{нс.Э}}$  ( $t_{\text{нс.Э}} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$ ) по сравнению с температурой наддувочной смеси  $t_{\text{нс.Р}}$ , охлажденной в ОНВ<sub>HT</sub> радиатором в течение суток

Как видно, наиболее глубокое охлаждение наддувочной ГВС обеспечивает система оборотного охлаждения с ЭХМ – на  $20...30 \text{ }^\circ\text{C}$  больше по сравнению с радиатором:  $\Delta t_{\text{нс.Э}} = t_{\text{нс.Р}} - t_{\text{нс.Э}} = 20...30 \text{ }^\circ\text{C}$ , а с градирней мокрого типа:  $\Delta t_{\text{нс.МГ}} = t_{\text{нс.Р}} - t_{\text{нс.МГ}} = 10...15 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Таким образом, система охлаждения наддувочной ГВС с ЭХМ обеспечивает стабилизацию температуры наддувочной ГВС  $t_{\text{нс.Э}}$  (независимо от изменения температуры наружного воздуха  $t_{\text{нв}}$ ) на уровне  $t_{\text{нс.Э}} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$ , что значительно ниже температуры  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ , на которую настроена САР подачи газа в ГПУ. Такая система практически исключает эксплуатацию ГПД на частичных режимах, вызывающих сокращение производства электроэнергии и ухудшение топливной экономичности ГПД. Для этого располагаемой холодопроизводительности ЭХМ  $Q_{0,\text{ЭХМ}}$  (рис. 8), получаемой за счет глубокой утилизации теплоты обратного теплоносителя, обычно сбрасываемой в атмосферу радиатором аварийного сброса (рис. 1), должно быть достаточно для покрытия ее затрат на дополнительное охлаждение наддувочной ГВС в ЭХМ. Об этом можно судить по результатам расчетов на рис. 10 и 11.

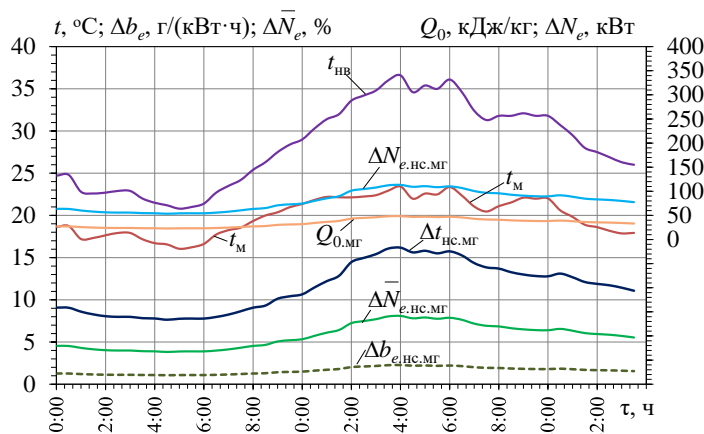


Рисунок 10 – Текущие значения  $t_{\text{нв}}$  и  $t_{\text{м}}$ , охлажденной в ОНВ<sub>HT</sub> наддувочной ГВС градирней мокрого типа  $t_{\text{нс.МГ}}$ , снижения температуры наддувочной ГВС в ОНВ<sub>HT</sub> для градирни мокрого типа:  $\Delta t_{\text{нс.МГ}} = t_{\text{нс.Р}} - t_{\text{нс.МГ}}$  по сравнению с температурой наддувочной ГВС, охлажденной в ОНВ<sub>HT</sub> радиатором, соответствующих затрат холодопроизводительности (эквивалентной для градирни мокрого типа) на охлаждение наддувочной ГВС градирней мокрого типа  $Q_{0,\text{МГ}}$ , уменьшения удельного расхода топлива  $\Delta b_{\text{нс.МГ}}$  и увеличения электрической мощности  $\Delta N_{\text{нс.МГ}}$  и относительных величин  $\Delta N_{\text{нс.МГ}} \text{, } \%$

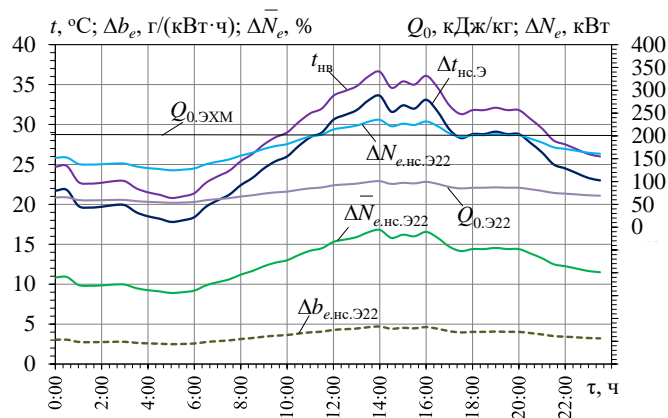


Рисунок 11 – Текущие значения  $t_{нв}$ , снижения температуры наддувочной ГВС в ОНВ<sub>нт</sub> в ЭХМ:  $\Delta t_{нв,э22} = t_{нв,р} - t_{нв,э22}$  ( $t_{нв,э22} = 22$  °С) по сравнению с температурой наддувочной ГВС, охлажденной в ОНВ<sub>нт</sub> радиатором, соответствующих затрат холодопроизводительности ЭХМ  $Q_{0,э22}$ , располагаемой холодопроизводительности ЭХМ  $Q_{0,эxm}$ , уменьшения удельного расхода топлива за счет охлаждения наддувочной ГВС в ЭХМ  $\Delta b_{нв,э22}$  и увеличения электрической мощности  $\Delta N_{нв,э22}$  и в относительных величинах  $\Delta N_{нв,э22}$ , %

Как видно, затраты холодопроизводительности ЭХМ на дополнительное охлаждение наддувочной ГВС  $Q_{0,э22}$  меньше располагаемой холодопроизводительности ЭХМ  $Q_{0,эxm} = 200$  кДж/кг (рис.8), получаемой за счет глубокой утилизации теплоты обратного теплоносителя. Дополнительное охлаждение наддувочной ГВС в ЭХМ обеспечивает существенное улучшение топливной экономичности ГПД по сравнению с традиционным охлаждением в радиаторе: уменьшение удельного расхода топлива  $\Delta b_{нв,э22}$  на 3...4 г/(кВт·ч) и увеличение электрической мощности ГПД  $\Delta N_{нв,э22}$  на 10...15 % при повышенных температурах наружного воздуха в летние месяцы.

#### Заключение

Разработана усовершенствованная система утилизации потерь тепла, что сбрасывается в атмосферу радиатором аварийного сброса в традиционных системах автономного энергообеспечения с АБХМ. Эти потери составляют около 25 %. Предложено утилизировать их эжекторной холодильной машиной, а полученный холод использовать для дополнительного охлаждения наддувочной ГВС ГПД, которую обычно охлаждают радиатором, что при повышенных температурах наружного воздуха оказывается недостаточным и приводит к ухудшению топливной экономичности ГПД. Показано, что дополнительное охлаждение наддувочной ГВС позволяет уменьшить удельный расход топлива и увеличить выработку электроэнергии на 10...12 % по сравнению с традиционным радиаторным охлаждением.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Elsenbruch, T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications [Текст] / T. Elsenbruch // București, October 28. – 2010. – 73 с.
2. GE Jenbacher Company. Economic utilization of Biomass and Municipal Waste for power generation. Some energy lasts for generations / GE Jenbacher Company Overview. – June 13, 2007. – 39 с.
3. Possidente, R. Experimental analysis of microgeneration units based on reciprocating internal combustion engine [Текст] / R. Possidente, C. Roselli, M. Sasso, S. Sibilio // Energy and Buildings. – 2006. – № 38. – 5 с.
4. Rouse, G. GTI Integrated Energy System for Buildings. Modular System Prototype / G. Rouse, M. Czachorski, P. Bishop, J. Patel. – GTI Project report 15357/65118: Gas Technology Institute (GTI). – January 2006. – 495 с.
5. Radchenko, M. Semi-Empirical Correlations of Pollution Processes on the Condensation Surfaces of Exhaust Gas Boilers with Water-Fuel Emulsion Combustion [Текст] / M. Radchenko, R. Radchenko, V. Kornienko, M. Pyrysunko // In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. – 2020. – с. 853-862.
6. Radchenko, M., Enhancing the utilization of gas engine module exhaust heat by two-stage chillers for combined electricity, heat and refrigeration / M. Radchenko, R. Radchenko, O. Ostapenko, A. Zubarev, A. Hrych // The 5th "International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018". – Jiangsu, Nanjing, China, 2019. – С. 240-244.
7. Mro'z Tomasz, M. Thermodynamic and economic performance of the LiBr-H<sub>2</sub>O single stage absorption water chiller [Текст] / M. Mro'z Tomasz // Applied Thermal Engineering. – 2006. – № 26. – 7 с.
8. Radchenko, A. Increasing electrical power out-put and fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by absorption chiller scavenge air cooling on the base of monitoring data treatment [Текст] / A. Radchenko, M. Radchenko, A. Konovalov, A. Zubarev // E3S Web of Conferences. HTRSE-2018. – 2018. – № 70, 03011. – 6 с.

9. Radchenko, A. Monitoring the Fuel Efficiency of Gas Engine in Integrated Energy System [Текст] / A. Radchenko, D. Mikielewicz, S. Forduy, M. Radchenko, A. Zubarev // In: Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering (ICTM 2019). Advances in Intelligent Systems and Computing. Springer, Cham. – 2020. – № 1113. – С. 363–370.

10. Trushliakov, E. Increasing the Operation Efficiency of Air Conditioning System for Integrated Power Plant on the Base of Its Monitoring / E. Trushliakov, A. Radchenko, S. Forduy, A. Zubarev, A. Hrych // In: Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering. Advances in Intelligent Systems and Computing. Springer, Cham. – 2020. – № 1113. – С. 351–360. DOI [https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5\\_30](https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5_30)

11. Forduy, S. Enhancing the fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by chilling cyclic air / S. Forduy, A. Radchenko, W. Kuczynski, A. Zubarev, D. Konovalov // In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. – 2020. – 10 с.

12. Radchenko, R. Gas turbine unite inlet air cooling by using an excessive refrigeration capacity of absorption-ejector chiller in booster air cooler [Текст] / R. Radchenko, A. Radchenko, S. Serbin, S. Kantor, B. Portnoi // E3S Web of Conferences. HTRSE-2018. – 2018. – № 70, 03012. – 6 с.

13. Radchenko, N. On Reducing the Size of Liquid Separators for Injector Circulation Plate Freezers [Текст] / N. Radchenko // International Journal of Refrigeration. – 1985. – №5 (8) – С. 267–269.

14. Radchenko, N. A concept of the design and operation of heat exchangers with change of phase [Текст] / N. Radchenko // Archives of Thermodynamics: Polish Academy of Sciences. – 2004. – № 25 (4). – С. 3–19.

УДК 532,135; 532

## CALCULATION OF HEAT EXCHANGE DURING NON-NEWTONIAN MATERIALS

## РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ТЕЧЕНИИ НЕНЬЮТОНОВСКИХ МАТЕРИАЛОВ

<p><b>Biletsky E.V.</b><sup>1a</sup>, Doct. Tech. Sc., professor  <b>Petrenko E.V.</b><sup>2b</sup>, Cand. Tech. Sc., associate professor  <b>Semeniuk D.P.</b><sup>3c</sup>, Cand. Tech. Sc., associate professor</p>	<p><b>Белецкий Э.В.</b><sup>1а</sup>, доктор технических наук, профессор  <b>Петренко Е.В.</b><sup>2б</sup>, кандидат технических наук, доцент  <b>Семенюк Д.П.</b><sup>3с</sup>, кандидат технических наук, доцент</p>
<p>1 – National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Ukraine, 61002, Kharkiv, Kirpicheva, 2  2 – Kharkiv State University of Food Technology and Trade, Ukraine, 61051, Kharkiv, Klochkovskaya, 333  3 – Kharkiv State University of Food Technology and Trade, Ukraine, 61051, Kharkiv, Klochkovskaya, 333</p>	<p>1 – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Украина, 61002, Харьков, Кирпичева, 2  2 – Харьковский государственный университет питания и торговли, Украина, 61051, Харьков, Клочковская, 333  3 – Харьковский государственный университет питания и торговли, Украина, 61051, Харьков, Клочковская, 333</p>
<p><b>E-mail:</b> a – <a href="mailto:bileckyj@meta.ua">bileckyj@meta.ua</a>; b – <a href="mailto:elenalion71@gmail.com">elenalion71@gmail.com</a>; c – <a href="mailto:dmitriy.semeniuk@gmail.com">dmitriy.semeniuk@gmail.com</a></p>	

### Abstract

A method for calculating heat transfer in channels and a heat generator during the flow of non-Newtonian fluids is given. Heat transfer equations are compiled, equations for determining heat transfer coefficients are given.

### Аннотация

Приводится методика расчета теплообмена в каналах и тепловом генераторе при течении неньютоновских жидкостей. Составлены уравнения теплообмена, приведены уравнения определения коэффициентов теплопередачи.

### Введение

Тепловые процессы являются наиболее распространенными в пищевых технологиях. Теплообмену ньютоновских жидкостей посвящено много научных работ. Теплообмен неньютоновских жидкостей изучен значительно меньше. До настоящего времени опубликовано сравнительно неболь-

шое количество работ по теплообмену при течении неньютоновских жидкостей [1]. Интенсивность теплообмена в большой степени зависит от гидродинамических режимов движения жидкости. Как правило, учитывая высокую вязкость неньютоновских жидкостей, течение происходит в ламинарном режиме, реже в переходном. Создание турбулентного режима движения, хотя и желательное, но трудно организуемое, в связи с большими затратами энергии. Неизотермические условия протекания процессов встречаются гораздо чаще, чем изотермически. Подвод и отвод тепловых потоков к теплопередающей поверхности осуществляется различными способами. Процесс передачи тепла при течении жидкости осуществляется за счет теплопроводности и конвекции. Тепловые процессы, в которых обменивающимися средами являются ньютоновские материалы, достаточно хорошо изучены и описываются известными формулами [2].

#### Объекты и методы исследования

В настоящей статье предлагается методика составления уравнений теплообмена и определения коэффициентов теплопередачи для неньютоновских жидкостей.

В предыдущих работах были решены некоторые задачи течения неньютоновской жидкости в каналах [3]. Рассматривались жидкости двух классов: бингамовские жидкости и обобщенно-сдвиговые. Частным случаем последней является степенная жидкость [4]. Теплообмен в каналах с окружающей средой рассматривается в двух случаях. В первом случае внешняя среда считается бесконечным тепловым резервуаром с заданной температурой. Во втором случае роль внешней среды выполняет канал, в котором движется теплоноситель. Во втором случае температура этого теплоносителя не может считаться заданной; она изменяется вдоль длины канала. В уравнениях теплообмена имеются конвективные слагаемые и слагаемые с теплопроводностью. Как показано в предыдущих работах теплообмен в канале с неньютоновской жидкостью происходит при малых значениях числа Пекле, несмотря на то, что и бингамовская и обобщенно-сдвиговая жидкости имеют большую вязкость. Движение теплоносителя в канале считается инерционным и тоже соответствует малым значениям числа Пекле. Таким образом, в гидродинамическом аспекте неньютоновские жидкости и теплоноситель движутся в разных режимах, а в тепловом аспекте – в одном. Схема теплообмена для течения бингамовской жидкости в канале, погруженном в тепловой резервуар изображена на рис. 1 а и б.

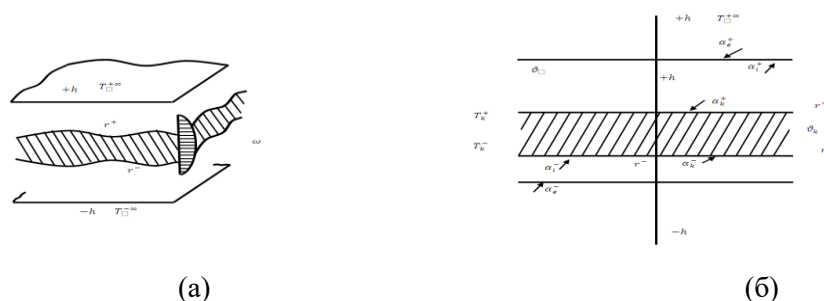


Рисунок 1 – Бингамовская жидкость: а – вид в объемном размере, б – схема течения и характеристик теплообмена с тепловым резервуаром

Схема теплообмена обобщенно-сдвиговой жидкости в канале, погруженном в тепловой резервуар, изображена на рис. 2 а, б.

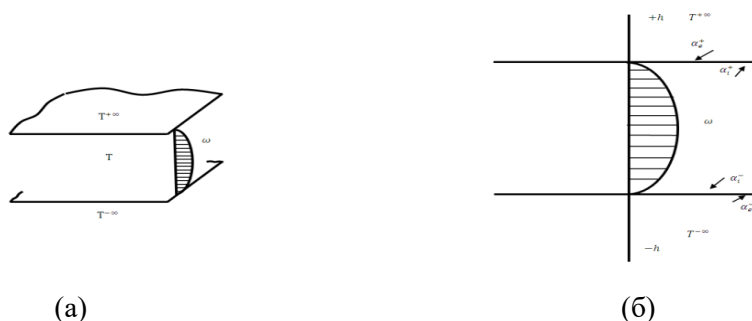


Рисунок 2 – Обобщенно-сдвиговая жидкость: а – вид в объемном размере, б – схема течения и характеристики теплообмена с тепловым резервуаром

Для случая взаимодействия неньютоновской жидкости в канале с теплоносителем в другом канале изображения представлены на рис. 3, рис. 4 а и б, рис. 5 а и б.

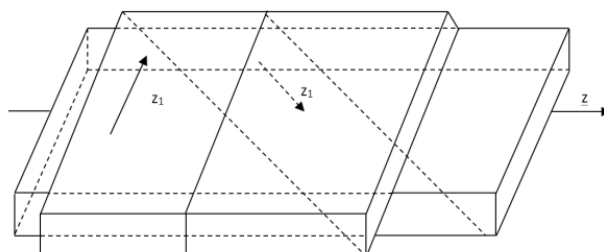


Рисунок 3 – Схематическое изображение взаимного расположения прямого и обвертывающего каналов

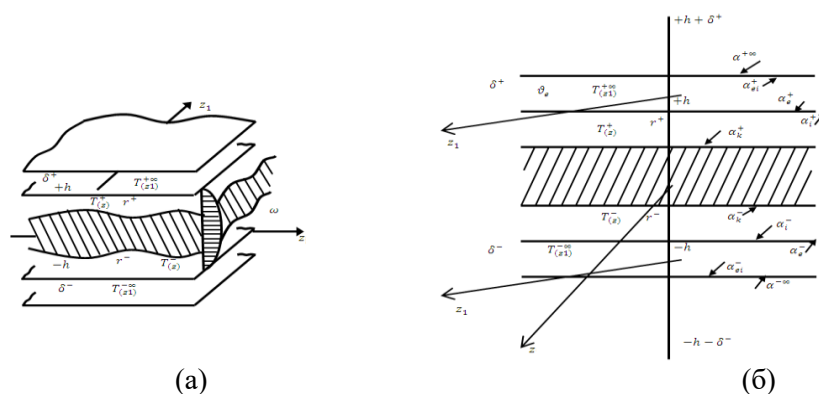


Рисунок 4 – Бингамовская жидкость: а – вид в объемном разрезе прямого и обвертывающего каналов, б – схема течения и характеристики теплообмена с обвертывающим каналом

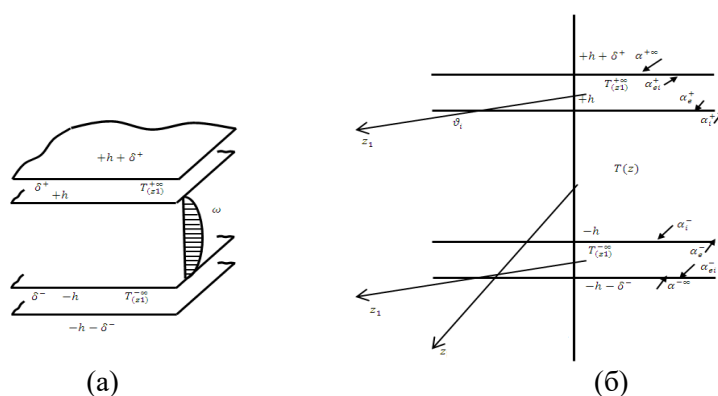


Рисунок 5 – Обобщенно-сдвиговая жидкость: а – вид в объемном разрезе прямого и обвертывающего каналов, б – схема течения и характеристики теплообмена с обвертывающим каналом

Из рис. 3 следует, что рассматривается общий случай такой, что канал с теплоносителем навит под углом на канал с неньютоновской жидкостью. В силу этого обстоятельства при описании следует вводить две различные продольные координаты  $z$  и  $z_1$ , которые взаимосвязаны. Дальше в качестве продольной координаты  $z$  используется координата, отсчитываемая вдоль оси канала с неньютоновской жидкостью, а координата  $z_1$  будет отнесена к обвертывающему каналу с теплоносителем. Если угол подъема обвертывающего канала равен нулю, то это означает что оба канала взаимодействуют в теплообмене по способу прямотока или противотока. Если же угол подъема обвертывающего канала равен  $\pi/2$ , то оба канала взаимодействуют по способу перекрестного тока. При описании теплообмена с обобщенно-сдвиговой жидкостью следует использовать четыре коэффициента теплоотдачи (см. рис. 2б) для теплового резервуара и восемь коэффициентов теплоотдачи для обвертывающего канала с теплоносителем (см. рис. 5б). При



описании теплообмена с бингамовской жидкостью следует использовать шесть коэффициентов теплоотдачи для теплового резервуара и десять коэффициентов теплоотдачи для обвертывающего канала с теплоносителем (см. рис. 1б и 4б). При теплообмене в ядре бингамовской жидкости тепло переносится по механизму теплопроводности [5].

### Результаты и их обсуждение

Для теплообмена бингамовской жидкости в канале со стенкой с заданной температурой выполняются такие уравнения:

$$\begin{aligned} \dot{V}^+ \rho c_p \frac{dT^+}{dz} &= \dot{e}^+ s^+ + \alpha_i^+ (T_h^+ - T^+) p^+ + \alpha_k^+ (T^+ - T_k^+) p_k^+ \\ \dot{V}^- \rho c_p \frac{dT^-}{dz} &= \dot{e}^- s^- + \alpha_i^- (T_h^- - T^-) p^- + \alpha_k^- (T^- - T_k^-) p_k^- \\ \frac{\partial^2 T_k}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_k}{\partial z^2} &= 0 \quad ; \quad -\lambda_k \frac{\partial T_k}{\partial y} \Big|_{\Gamma^\pm} = \alpha_k^\pm (T_\Gamma - T^\pm) \Big|_{\Gamma^\pm} \end{aligned} \quad (1)$$

В которых  $\dot{V}^\pm$  – расходы течения текучей части выше и ниже ядра течения, м<sup>3</sup>/с;  $\rho$  – плотность бингамовской жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $c_p$  – теплоемкость бингамовской жидкости, Дж/кг·град;  $T^\pm$  – температуры текучей части выше и ниже ядра течения, град;  $\dot{e}^\pm$  – удельные диссоциации энергии текучей части выше и ниже ядра течения Дж/м<sup>3</sup>;  $s^\pm$  – площади поперечных сечений текучей части выше и ниже ядра течения, м<sup>2</sup>;  $T_h^\pm$  – температуры стенок канала верхней и нижней, град;  $\alpha_i^\pm$  – коэффициенты теплоотдачи на стенках на линиях  $y = \pm h$ , Дж/м<sup>2</sup>·с·град;  $\alpha_k^\pm$  – коэффициенты теплоотдачи на границах ядра течения на линиях  $y = \Gamma^\pm$ , Дж/м<sup>2</sup>·с·град;  $p^\pm$  – длины периметров стенок сечения канала, м;  $p_k^\pm$  – длины периметров границ сечения ядра течения, м;  $\lambda$ ,  $\lambda_k$  – коэффициенты теплопроводности текучей части и ядра бингамовской жидкости, соответственно, Дж/м·с·град.

Если температуры стенок канала известны (что бывает чаще всего), то уравнения теплообмена принимают следующий вид:

$$\begin{aligned} \dot{V}^+ \rho c_p \frac{dT^+}{dz} &= \dot{e}^+ s^+ + K^+ (T^{+\infty} - T^+) p^+ + K_k^+ (T^+ - T_k^+) p_k^+ \\ \dot{V}^- \rho c_p \frac{dT^-}{dz} &= \dot{e}^- s^- + K^- (T^{-\infty} - T^-) p^- + K_k^- (T^- - T_k^-) p_k^- \\ \frac{\partial^2 T_k}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_k}{\partial z^2} &= 0 \quad ; \quad -\lambda_k \frac{\partial T_k}{\partial y} \Big|_{\Gamma^\pm} = \alpha_k^\pm (T_\Gamma - T^\pm) \Big|_{\Gamma^\pm} \end{aligned} \quad (2)$$

В котором  $T^{\pm\infty}$  – температуры теплового резервуара выше и ниже канала, град;  $K^\pm$  – коэффициенты теплопередачи между частями теплового резервуара и текучей частью бингамовской жидкости выше и ниже ядра течения, Дж/м с град;  $K_k^\pm$  – коэффициенты теплопередачи между текучей частью и ядром бингамовской жидкости, Дж/м<sup>2</sup>·с·град. Коэффициенты теплопередачи строятся из коэффициентов теплоотдачи по обычным правилам.

Уравнение теплообмена в канале обобщенно-сдвиговой жидкости с заданными температурами стенок имеет следующий вид:

$$\dot{V} \rho c_p \frac{dT}{dz} = \dot{e} s + \alpha_i^+ (T_h^+ - T) p^+ + \alpha_i^- (T_h^- - T) p^- \quad (3)$$

в котором, смысл всех обозначений тот же что и в (1) и (2), только отсутствует различие между верхним и нижним течениями относительно ядра течения.

Уравнение теплообмена в канале с тепловым резервуаром можно представить следующим образом:

$$\dot{V} \rho c_p \frac{dT}{dz} = \dot{e} s + K^+ (T^{+\infty} - T) p^+ + K^- (T^{-\infty} - T) p^- \quad (4)$$

Запись уравнений теплообмена с заданными температурами стенок для течения бингамовской жидкости в прямоугольном канале должна учитывать разбиение поперечного сечения канала. При этом число коэффициентов теплоотдачи увеличивается вдвое. Соответствующее разбиение показано на рис. 6 а для чисто продольного течения и на рисунке 6 б – для продольно-поперечного течения. В продольно-поперечном течении разбиение для продольной части течения и разбиение для поперечной части течения могут не совпадать.

Уравнения теплообмена течения бингамовской жидкости в прямоугольном канале с заданными температурами стенок имеют такой вид:

$$\begin{aligned}
 \dot{V}_y^+ \rho c_p \frac{dT_y^+}{dz} &= \dot{e}_y^+ s_y^+ + \alpha_{iy}^+ (T_{hy}^+ - T_y^+) p_y^+ + \alpha_{ky}^+ (T_y^+ - T_{k\Gamma}^+) p_{ky}^+, \\
 \dot{V}_y^- \rho c_p \frac{dT_y^-}{dz} &= \dot{e}_y^- s_y^- + \alpha_{iy}^- (T_{hy}^- - T_y^-) p_y^- + \alpha_{ky}^- (T_y^- - T_{k\Gamma}^-) p_{ky}^-, \\
 \dot{V}_x^+ \rho c_p \frac{dT_x^+}{dz} &= \dot{e}_x^+ s_x^+ + \alpha_{ix}^+ (T_{hx}^+ - T_x^+) p_x^+ + \alpha_{kx}^+ (T_x^+ - T_{k\Gamma}^+) p_{kx}^+, \\
 \dot{V}_x^- \rho c_p \frac{dT_x^-}{dz} &= \dot{e}_x^- s_x^- + \alpha_{ix}^- (T_{hx}^- - T_x^-) p_x^- + \alpha_{kx}^- (T_x^- - T_{k\Gamma}^-) p_{kx}^-, \\
 \frac{\partial^2 T_k}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_k}{\partial z^2} &= 0 \quad - \lambda_k \frac{\partial T_k}{\partial y} \Big|_{\Gamma_y^\pm} = \alpha_{ky}^\pm (T_{ky}^\pm - T_y^\pm) \Big|_{\Gamma_y^\pm}, \\
 \frac{\partial^2 T_k}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_k}{\partial z^2} &= 0 \quad - \lambda_k \frac{\partial T_k}{\partial x} \Big|_{\Gamma_x^\pm} = \alpha_{kx}^\pm (T_{kx}^\pm - T_x^\pm) \Big|_{\Gamma_x^\pm}.
 \end{aligned} \tag{5}$$

Уравнения теплообмена течения бингамовской жидкости в тепловом резервуаре с заданными температурами имеет такой вид:

$$\begin{aligned}
 \dot{V}_y^+ \rho c_p \frac{dT_y^+}{dz} &= \dot{e}_y^+ s_y^+ + K_y^+ (T_y^{+\infty} - T_y^+) p_y^+ + K_{ky}^+ (T_y^+ - T_{ky}^+) p_{ky}^+, \\
 \dot{V}_y^- \rho c_p \frac{dT_y^-}{dz} &= \dot{e}_y^- s_y^- + K_y^- (T_y^{-\infty} - T_y^-) p_y^- + K_{ky}^- (T_y^- - T_{ky}^-) p_{ky}^-, \\
 \dot{V}_x^+ \rho c_p \frac{dT_x^+}{dz} &= \dot{e}_x^+ s_x^+ + K_x^+ (T_x^{+\infty} - T_x^+) p_x^+ + K_{kx}^+ (T_x^+ - T_{kx}^+) p_{kx}^+, \\
 \dot{V}_x^- \rho c_p \frac{dT_x^-}{dz} &= \dot{e}_x^- s_x^- + K_x^- (T_x^{-\infty} - T_x^-) p_x^- + K_{kx}^- (T_x^- - T_{kx}^-) p_{kx}^-, \\
 \frac{\partial^2 T_k}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_k}{\partial z^2} &= 0 \quad - \lambda_k \frac{\partial T_k}{\partial y} \Big|_{\Gamma_y^\pm} = \alpha_{ky}^\pm (T_{ky}^\pm - T_y^\pm) \Big|_{\Gamma_y^\pm}, \\
 \frac{\partial^2 T_k}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_k}{\partial z^2} &= 0 \quad - \lambda_k \frac{\partial T_k}{\partial x} \Big|_{\Gamma_x^\pm} = \alpha_{kx}^\pm (T_{kx}^\pm - T_x^\pm) \Big|_{\Gamma_x^\pm}.
 \end{aligned} \tag{6}$$

Теплообмен обобщенно-сдвиговой жидкости в прямоугольном канале с заданными температурами стенок представляется следующими уравнениями:

$$\begin{aligned}
 \dot{V}_y^+ \rho c_p \frac{dT_y^+}{dz} &= \dot{e}_y^+ s_y^+ + \alpha_{iy}^+ (T_h^+ - T_y^+) p_y^+, \\
 \dot{V}_y^- \rho c_p \frac{dT_y^-}{dz} &= \dot{e}_y^- s_y^- + \alpha_{iy}^- (T_h^- - T_y^-) p_y^-, \\
 \dot{V}_x^+ \rho c_p \frac{dT_x^+}{dz} &= \dot{e}_x^+ s_x^+ + \alpha_{ix}^+ (T_a^+ - T_x^+) p_x^+, \\
 \dot{V}_x^- \rho c_p \frac{dT_x^-}{dz} &= \dot{e}_x^- s_x^- + \alpha_{ix}^- (T_a^- - T_x^-) p_x^-.
 \end{aligned} \tag{7}$$

Уравнения (7) в варианте погружения в тепловой резервуар принимают следующий вид:

$$\begin{aligned}
 \dot{V}_y^+ \rho c_p \frac{dT_y^+}{dz} &= \dot{e}_y^+ s_y^+ + K_y^+ (T_y^{+\infty} - T_y^+) p_y^+, \\
 \dot{V}_y^- \rho c_p \frac{dT_y^-}{dz} &= \dot{e}_y^- s_y^- + K_y^- (T_y^{-\infty} - T_y^-) p_y^-, \\
 \dot{V}_x^+ \rho c_p \frac{dT_x^+}{dz} &= \dot{e}_x^+ s_x^+ + K_x^+ (T_x^{+\infty} - T_x^+) p_x^+, \\
 \dot{V}_x^- \rho c_p \frac{dT_x^-}{dz} &= \dot{e}_x^- s_x^- + K_x^- (T_x^{-\infty} - T_x^-) p_x^-.
 \end{aligned} \tag{8}$$

$$\dot{V}_x^- \rho c_p \frac{dT_x^-}{dz} = \dot{e}_x^- s_x^- + K_x^- (T_x^{-\infty} - T_x^-) p_x^-$$

Уравнения (2), (4), (6), (8) в случае, когда плоский или прямоугольный каналы покрыты обертывающим каналом, в котором протекает жидкость-теплоноситель, следует дополнить уравнениями для изменения температуры теплового резервуара. Чтобы не переписывать все уравнения за ново, можно рассмотреть только уравнения переноса тепла для теплового резервуара. Эти уравнения имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} \dot{V}_e^+ \rho_e c_{pe} \frac{dT_e^+}{dz_e} &= K^+ (T_e^+ - T^+) p^+ + K_e^+ (T_e^+ - T_{ee}^+) p_{ee}^+ \\ \dot{V}_e^- \rho_e c_{pe} \frac{dT_e^-}{dz_e} &= K^- (T_e^- - T^-) p^- + K_e^- (T_e^- - T_{ee}^-) p_{ee}^- \end{aligned} \quad (9)$$

Для плоского канала с бингамовской жидкостью. В этих уравнениях  $T_e^\pm$  обозначена температура канала с теплоносителем, град; Индекс «е» означает внешнюю среду по отношению к

каналу с теплоносителем. Температуры  $T_e^\pm$  в случае теплового резервуара с фиксированными температурами принимают значения  $T^{\pm\infty}$ . Для прямоугольного канала число уравнений типа (9) увеличивается вдвое; и всем, входящим в них величинам следует присвоить индексы  $x$  и  $y$ . Для обобщенно-сдвиговой жидкости следует сделать тоже самое. Переменные  $z$  и  $z_e$  и связь между ними будет обсуждаться ниже. Если канал с сильно вязкой жидкостью окружен обертывающим каналом, то как для бингамовской так и для обобщенно-сдвиговой жидкостей вместо отдельных температур

$T_e^\pm$  будет одна единственная температур  $T_e(z_1)$ , но взятая в разных точках по координате  $z_1$ .

Подробное построение будет выполнено ниже.

Перед их рассмотрением необходимо вывести уравнения теплообмена для произвольно ориентированного относительно основного канала направления теплообмена [6]. Такая ситуация реализуется при теплообмене прямого канала и обертывающего его канала с произвольным углом подъема винтовой линии его оси. У обертывающего и основного каналов не совпадают продольные координаты  $z$  и  $z_e$ . Связь между этими координатами устанавливается через угол подъема  $\varphi$  и имеет такой вид:

$$z_e = z \sqrt{1 + tg^2 \varphi} \quad (10)$$

Если в прямом канале выбрать определенное сечение поперек канала, то разным сторонам этого сечения будут соответствовать различные поперечные сечения обертывающего канала, которые располагаются последовательно друг за другом и заполняют некоторый промежуток по координате  $z_e$ . Для каждой совокупности сечений обертывающего канала, приходящейся на одну сторону сечения прямого канала, можно указать среднее в смысле его расположения сечение. Этому среднему сечению отвечает некоторая определенная координата  $z_e$ . Повторяя эту процедуру для всех сторон поперечного сечения основного канала, можно прийти к тому, что прямоугольное сечение прямого канала окружено сечением канала с температурой  $T_e$ , взятой в четырех различных точках по координате  $z_e$ . Значения аргументов  $z_{ei}$  для температуры  $T_e$  принимающей следующее значения [7]:

$$\begin{aligned} z_{e1} &= \xi z, \quad z_{e2} = \xi z + \left( \frac{a+h}{2} + \delta \right) \sqrt{1-\xi^2}; \\ z_{e3} &= \xi z + \left( \frac{2a+2h}{2} + 2\delta \right) \sqrt{1-\xi^2}; \\ z_{e4} &= \xi z + \left( \frac{3a+3h}{2} + 3\delta \right) \sqrt{1-\xi^2}; \\ \xi &\equiv 1 + tg^2 \varphi. \end{aligned} \quad (11)$$

В котором  $a$ ,  $h$ ,  $\delta$  – размеры прямоугольника сечения прямого канала и толщина обертывающего канала, соответственно, м. В качестве примера записи уравнений теплообмена можно взять теплообмен между обобщенно-сдвиговой жидкостью и теплоносителем в плоском канале. Этот самый простой для записи случай демонстрирует все основные особенности перекрестно-точного теплообмена. В этом случае уравнения имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} \dot{V} \rho c_p \frac{dT}{dz} &= \dot{e}s + K_1(T_1^\infty - T)a + K_2(T_2^\infty - T)h + K_3(T_3^\infty - T)a + K_4(T_4^\infty - T)h \\ \dot{V}_e \rho_e c_{pe} \frac{dT_y^+}{dz} &= -K_1(T_1^\infty - T)a - K_2(T_2^\infty - T)h - K_3(T_3^\infty - T)a - K_4(T_4^\infty - T)h - \\ &- K_{e1}(T_1^\infty - T_{1ee})(a + 2\delta) - K_{e2}(T_2^\infty - T_{2ee})(h + 2\delta) - K_{e3}(T_3^\infty - T_{3ee})(a + 2\delta) - \\ &- K_{e4}(T_4^\infty - T_{4ee})(h + 2\delta), \end{aligned} \quad (12)$$

$$K_i \equiv K_i(z_{ei}), \quad K_{ie} = K_{ie}(z_{ei}), \quad T_i^\infty = T_i^\infty(z_{ei}).$$

В котором  $T_{iee}$  – значения температур среды, окружающей обвертывающий канал, град. Второе уравнение в (12) сохраняет свой вид для течений как обобщенно-сдвиговой, так и бингамовской жидкостей в прямом канале. Добавление к этому уравнению уравнений (1) ÷ (9). Из сказанного следует, что уравнения теплообмена для системы: прямой канал плюс обвертывающий канал представляют собой системы дифференциальных уравнений в конечных разностях. И в этом их главное отличие от соответствующих уравнений для случаев фиксированных температур на стенках прямого канала и погружения прямого канала в тепловой резервуар с фиксированной температурой [8].

Для определения коэффициентов теплопередачи предлагается следующая методика:

В уравнения теплообмена входят различные коэффициенты теплопередачи. Их можно выразить через коэффициенты теплоотдачи и теплопроводности следующим образом [9, 10]:

$$K^\pm = \frac{1}{\frac{\delta_e}{\lambda_e} + \frac{1}{\alpha_i^\pm} + \frac{1}{\alpha_e^\pm}}, \quad K_k^\pm = \frac{1}{\frac{\Gamma^\pm}{\lambda_k} + \frac{1}{\alpha_k^\pm}}, \quad (13)$$

(для плоского канала)

$$K_y^\pm = \frac{1}{\frac{\delta_e}{\lambda_e} + \frac{1}{\alpha_{iy}^\pm} + \frac{1}{\alpha_{ey}^\pm}}, \quad K_x^\pm = \frac{1}{\frac{\delta_e}{\lambda_e} + \frac{1}{\alpha_{ix}^\pm} + \frac{1}{\alpha_{ex}^\pm}}, \quad (14)$$

(для прямого канала)

$$K_{ky}^\pm = \frac{1}{\frac{\Gamma_y^\pm}{\lambda_k} + \frac{1}{\alpha_{ky}^\pm}}, \quad K_{kx}^\pm = \frac{1}{\frac{\Gamma_x^\pm}{\lambda_k} + \frac{1}{\alpha_{kx}^\pm}}, \quad (15)$$

$$K_e^\pm = \frac{1}{\frac{\delta_{ee}}{\lambda_{ee}} + \frac{1}{\alpha_e^\pm} + \frac{1}{\alpha_{ee}^\pm}},$$

(для плоского канала в тепловом резервуаре)

$$K_{ey}^\pm = \frac{1}{\frac{\delta_{ee}}{\lambda_{ee}} + \frac{1}{\alpha_{ey}^\pm} + \frac{1}{\alpha_{eey}^\pm}},$$

$$K_{ex}^\pm = \frac{1}{\frac{\delta_{ee}}{\lambda_{ee}} + \frac{1}{\alpha_{ex}^\pm} + \frac{1}{\alpha_{eex}^\pm}}, \quad (16)$$

(для прямоугольного канала в тепловом резервуаре).

Коэффициенты теплопередачи течения обобщенно-сдвиговой жидкости в прямом канале отличаются только тем, что в их списке отсутствуют коэффициенты с индексом «К». Для теплообмена прямого канала с обвертывающим для всех перечисленных коэффициентов теплопередачи каждый заменяется на четыре соответствующих коэффициента в четырех точках  $z_{ei}$ . В формулах (13) – (16) величины  $\delta_e$  и  $\delta_{ee}$  – толщины стенок прямого канала и теплового резервуара или обвертывающего канала соответственно, м;  $\lambda_e$  и  $\lambda_{ee}$  – коэффициенты теплопроводности вещества стенок прямого канала, теплового резервуара или обвертывающего канала соответственно, Дж/м·с·град [11].

### Заключение (Conclusion)

Вид уравнений (1...9) показывает, что продольное поле температур можно построить, если вычислить величины удельных диссипаций, построить линии-границы разбиения прямоугольника в

сечении канала на подобласти, вычислить площади подобластей; вычислить интегралы от удельной диссипации по подобластям; вычислить коэффициенты теплоотдачи на твердых стенках и границах (для бингамовской жидкости), построить коэффициенты теплоотдачи; решить задачу теплопроводности в ядре бингамовской жидкости. В последующих работах эти вопросы будут рассмотрены.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Арет, А.А. Физико-механические свойства сырья и готовой продукции / А.А. Арет, Б.Л. Николаев, Л.К. Николаев. – СПб.: ГИОРД, 2009. – 448 с.
2. Попов, Д.Н. Гидромеханика/ Д.Н. Попов, С.С. Панакотти, М.В. Рябинин. – М.: Изд-во МВТУ, 2002. – 383 с.
3. Белецкий Э.В., Продольное течение бингамовской жидкости с поперечной циркуляцией в прямоугольном канале червячной машины / Э.В. Белецкий, Ю.А. Толчинский // Материалы международной научно-практической конференции профессорско-преподавательского состава и аспирантов «Теория и практика инновационного развития кооперативного образования и науки». – Белгород, 2010. – 211 с.
4. Білецький Е.В., Гідродинамічні властивості перехідного режиму течії ньютонівської рідини в трубі // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Готельно-ресторанний, туристичний та виставковий бізнес: інноваційні напрями розвитку». – м. Ялта, 2011. – 288 с.
5. Спенсер, Э. Теория инвариантов. – М.: Мир, 1974. – 156 с.
6. Березин, Н.С. Методы вычислений / Н.С. Березин, П.П. Жидков т. 1. – М.: Наука, 1978. – 632 с.
7. Фрейденталь, А. Математические теории неупругой сплошной среды/А. Фрейденталь, Х. Гейрингер. – М.: ГИТТЛ, 1962. – 432 с.
8. Дильман, В.В. Методы модельных уравнений и аналогий в химической технологии/ В.В. Дильман, А.Д. Полянин. – М.: Химия, 1988. – 304 с.
9. Фабер, Т.Э. Гидроаэродинамика. – М.: Постмаркет, 2001. – 559 с.
10. Герман, Х. Шнековые машины в технологии. – Л.: Химия, Ленинградское отд-ние, 1975. – 229 с.
11. Уилкинсон, У.А. Неньютоновские жидкости. – М.: Мир, 1964. – 216 с.

УДК 621.438

#### INCREASING THE EFFICIENCY OF GAS TURBINE INLET AIR COOLING IN CLIMATIC CONDITIONS OF KAZAKHSTAN AND UKRAINE

#### ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ГАЗОВЫХ ТУРБИН В КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ КАЗАХСТАНА И УКРАИНЫ

<p><b>Radchenko N.I.</b><sup>1a</sup>, Doct. Tech. Sc., professor  <b>Radchenko A.N.</b><sup>1</sup>, Cand. Tech. Sc., associate professor  <b>Tsoy A.P.</b><sup>2</sup>, Cand. Tech. Sc., professor  <b>Kantor S.A.</b><sup>3</sup>, Cand. Tech. Sc.  <b>Portnoi B.S.</b><sup>1</sup>, Ph.D. student</p>	<p><b>Радченко Н.И.</b><sup>1a</sup>, док. тех. наук, профессор  <b>Радченко А.Н.</b><sup>1</sup>, канд. тех. наук, доцент  <b>Цой А.П.</b><sup>2</sup>, канд. тех. наук, профессор  <b>Кантор С.А.</b><sup>3</sup>, канд. тех. наук  <b>Портной Б.С.</b><sup>1</sup>, аспирант</p>
<p>1 – Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ukraine, 054000, Mykolaiv, pr. Heroes of Ukraine, 9                  2 – Almaty Technological University, Republic of Kazakhstan, 050012, Almaty, Tole Bi, 100                  3 – JSC "Plant "Ekvator", Ukraine, 054020, Mykolaiv, Dekabristov Str., 60</p>	<p>1 – Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина, 054000, Николаев, пр. Героев Украины, 9                  2 – Алматинский Технологический Университет, Республика Казахстан, 050012, Алматы, Толе би, 100                  3 – ПАО "Завод "Экватор", Украина, 054020, Николаев, ул. Декабристов, 60</p>
<p><b>E-mail:</b> a – nirad50@gmail.com</p>	

#### Abstract

The air cooling at the inlet of gas turbine unites (GTU) in operation conditions of Kazakhstan and Ukraine was analyzed. To increase the efficiency of cooling air in actual climatic conditions a two-stage deeper air cooling in waste heat recovery chillers (WHCh) of combined type that convert the heat of exhaust

gas of GTU has been proposed as a novel approach in GTU inlet air cooling. The calculations were conducted for cooling ambient air to 15°C by absorption lithium-bromide chiller (ACh) and down to 10°C by absorption-ejector chiller (AECh). It was shown that air cooling in AECh provides approximately 1.5 times greater annual reduction in fuel consumption compared to cooling air in ACh.

#### **Аннотация**

Проанализировано охлаждение воздуха на входе газотурбинных установок (ГТУ) в условиях эксплуатации Казахстана и Украины. С целью повышения эффективности охлаждения воздуха в реальных климатических условиях предложено более глубокое двухступенчатое охлаждение воздуха теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ) комбинированного типа, преобразующими теплоту выхлопных газов ГТУ, как новое направление в охлаждении воздуха на входе ГТУ. Расчеты выполнены для охлаждения наружного воздуха до 15°C абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (АБХМ) и до 10°C абсорбционно-эжекторной холодильной машиной (АЭХМ). Показано, что охлаждение воздуха в АЭХМ обеспечивает примерно в 1,5 раза большее годовое сокращение расхода топлива по сравнению с охлаждением воздуха в АБХМ.

#### **Введение**

С повышением температуры воздуха на входе топливная экономичность ГТУ ухудшается [1–3]. Так, для ГТУ производства ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» (г. Николаев, Украина) с повышением температуры наружного воздуха  $t_{нв}$  на входе на 1°C удельный расход топлива увеличивается на 0,6...0,7 г/(кВт·ч) [4]. Эффективность применения охлаждения воздуха на входе ГТУ зависит от температуры наружного воздуха  $t_{нв}$ , которая существенно меняется в течение года и в разных регионах может сильно отличаться. Наиболее простой и дешевый метод охлаждения воздуха – распыление воды непосредственно в воздушном потоке на входе в ГТУ [5, 6]. Однако его эффективность ограничивается температурой мокрого термометра [7, 8]. Повышение эффективности ГТУ при высоких температурах наружного воздуха возможно также путем охлаждения воздуха теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), которые используют теплоту выхлопных газов [9,10]. В наиболее распространенных высокоэффективных абсорбционных бромистолитиевых холодильных машинах (АБХМ) простой схемы возможно охлаждение воздуха до температуры 15°C [11, 12] (температура холодной воды из АБХМ 7°C) при тепловых коэффициентах  $\zeta = 0,7...0,8$  [13, 14], тогда как в хладоновых, в частности, эжекторных холодильных машинах (ЭХМ) – до 7...10 °C и ниже (температура кипения хладона в воздухоохладителе 2...4 °C), однако при невысоких тепловых коэффициентах  $\zeta = 0,2...0,3$  [15–17]. Предложены комбинированные ТХМ и соответствующие системы ступенчатого охлаждения воздуха [18, 19].

Множество исследований посвящено повышению охлаждающего потенциала АБХМ [20, 21], оптимизации режимов их работы в составе тригенерационных систем комбинированного производства энергии, тепла и холода [22–24], рациональной циркуляции хладоносителя [25] и распределения тепловых нагрузок на градирни отвода теплоты в системах охлаждения [26].

Поскольку действительные тепловые нагрузки на систему охлаждения воздуха на входе ГТУ характеризуются значительными суточными колебаниями в соответствии с изменением тепловлажностных параметров наружного воздуха в течение суток, то весьма остро стоит проблема выбора рациональной проектной (установленной) холодопроизводительности ТХМ, которая обеспечивала бы достижение близкого максимальному годового сокращению потребления топлива ГТУ [27–29].

Цель работы – повышение эффективности охлаждения воздуха на входе ГТУ теплоиспользующими холодильными машинами комбинированного типа в климатических условиях Казахстана и Украины.

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

Объектом исследования являются системы охлаждения воздуха на входе ГТУ разными ТХМ, отличающиеся значительными колебаниями тепловых нагрузок в соответствии с климатическими условиями эксплуатации, для которых весьма остро стоит проблема выбора рациональной проектной холодопроизводительности ТХМ, обеспечивающей достижение максимального эффекта.

Охлаждение воздуха на входе ГТУ до температуры  $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$  производили традиционной АБХМ простой схемы, тогда как для более глубокого охлаждения использовалась двухступенчатая абсорбционно-эжекторная холодильная машина (АЭХМ) с АБХМ в качестве высокотемпературной ступени предварительного охлаждения наружного воздуха до  $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$  и хладоновой эжекторной холодильной машиной (ЭХМ) для последующего снижения температуры воздуха до 10°C и ниже.

Для удобства пересчета на ГТУ разной мощности при определении рациональной проектной холодопроизводительности ТХМ в качестве критерия использовано годовое сокращение потребления

топлива в удельных величинах  $\Sigma \Delta b_e$ , отнесенное к 1 кВт мощности ГТУ, которое получали суммированием его текущих величин при разных значениях проектной холодопроизводительности ТХМ.

Удельное годовое сокращение потребления топлива  $\Sigma \Delta b_e$ , кг/кВт:

$$\Sigma \Delta b_e = \Sigma (\Delta t_b \cdot \tau) \cdot b_{et},$$

где:  $\Delta t_b$  – текущее уменьшение температуры наружного воздуха, °С;  $\tau$  – период времени, ч;  $b_{et}$  – уменьшение удельного расхода топлива ГТУ при охлаждении воздуха на входе на 1°С, кг/(кВт·ч·°С).

Для обобщения полученных результатов в широком диапазоне мощностей ГТУ (соответственно разных массовых расходов воздуха  $G_b$ ) проектную холодопроизводительность (холодильную мощность установленной ТХМ), требуемую для охлаждения наружного воздуха до 10°С и 15°С, рассчитывали также в относительных, удельных, величинах как удельную холодопроизводительность  $q_0$ , приходящуюся на единичный массовый расход воздуха ( $G_b = 1$  кг/с) через воздухоохладитель.

Удельная холодопроизводительность  $q_0$ , кВт/(кг/с) или кДж/кг:

$$q_0 = \frac{Q_0}{G_b} = \xi \cdot c_{вл} \cdot (t_{нв} - t_{в2}),$$

где:  $Q_0$  – полная холодопроизводительность, кВт;  $G_b$  – массовый расход воздуха, кг/с,  $\xi$  – коэффициент влаговываждения;  $t_{нв}$  – температура наружного воздуха, °С;  $t_{в2}$  – температура воздуха на выходе из воздухоохладителя, °С;  $c_{вл}$  – удельная теплоемкость влажного воздуха, кДж/(кг·°С).

Рассмотрены два метода расчета проектной холодопроизводительности: исходя из максимальной годовой экономии топлива и максимального темпа ее приращения.

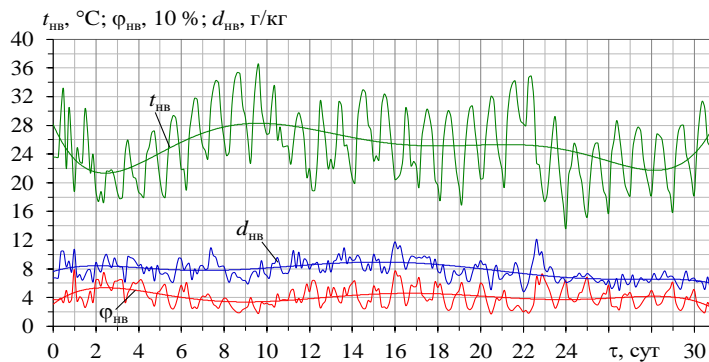
### Результаты и их обсуждение

При эксплуатации ГТУ тепловлажностные параметры наружного воздуха (температура  $t_{нв}$  и относительная влажность  $\phi_{нв}$ ) существенно изменяются. Поэтому текущие тепловые нагрузки рассчитывались согласно меняющимся температуре  $t_{нв}$  и относительной влажности  $\phi_{нв}$  наружного воздуха, получаемым с использованием известных программ MeteoManz [30] или других [31, 32].

Как пример, на рисунке 1 представлено изменение температуры  $t_{нв}$ , относительной влажности  $\phi_{нв}$  и влагосодержания  $d_{нв}$  наружного воздуха в течение июля 2018 года для регионов Казахстана и Украины с разными климатическими условиями. Особенностью климата в районе г. Актобе, Казахстан, является резко выраженный континентальный характер, что проявляется в существенном отличии температур в дневное и ночное время суток. Климат г. Алматы подвержен влиянию горнодолинной инверсии температур с характерным повышением температуры воздуха.

О текущих в течение июля 2018 г. значениях уменьшения удельного расхода топлива  $\Delta b_{e15}$  в результате охлаждения воздуха на входе ГТУ от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$  на величину  $\Delta t_{15}$  в АБХМ, а также  $\Delta b_{e10}$  – при охлаждении воздуха от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$  на величину  $\Delta t_{10}$  в АЭХМ для рассматриваемых климатических условий можно судить по рисункам 2 и 3. Расчёты выполнены для UGT 10000 ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект" мощностью 10 МВт, для которых понижение температуры воздуха на входе  $\Delta t_b$  на 1°С приводит к уменьшению удельного расхода топлива  $\Delta b_e$  примерно на  $0,7 \cdot 10^{-3}$  кг/(кВт·ч·°С) [4].

Как видно из рисунка 2, охлаждение воздуха на входе UGT 10000 от текущей температуры наружного воздуха  $t_{нв}$  до 15°С в АБХМ обеспечивает уменьшение удельного расхода топлива  $\Delta b_{e15} = 6 \dots 12$  г/(кВт·ч) для климатических условий г. Алматы и г. Актобе (рисунок 2, а и б), а для г. Южноукраинск несколько меньше:  $4 \dots 8$  г/(кВт·ч) (рисунок 2, в).



(а)

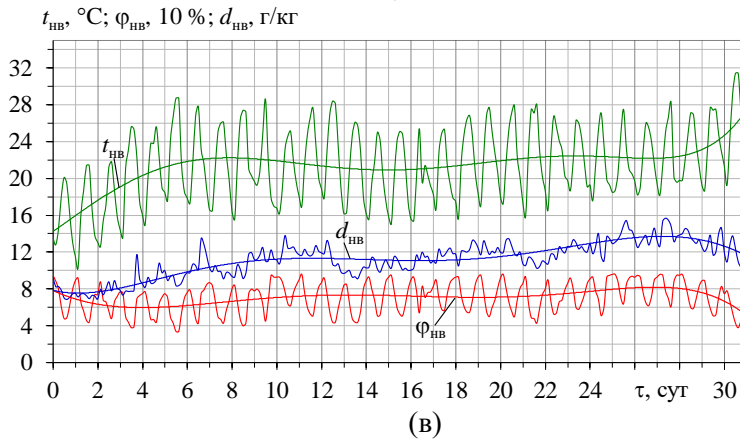
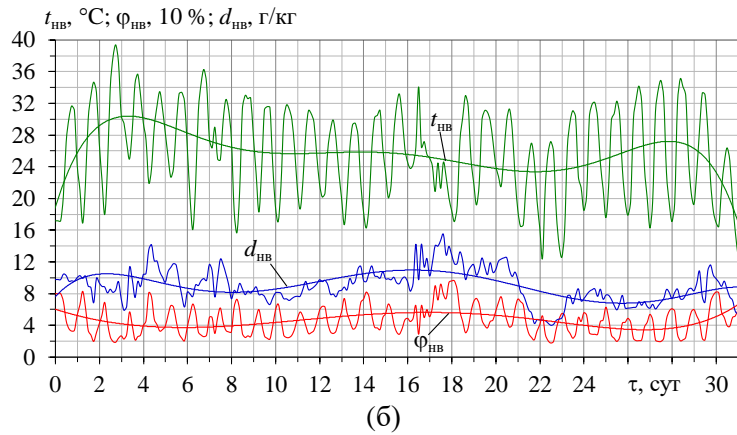
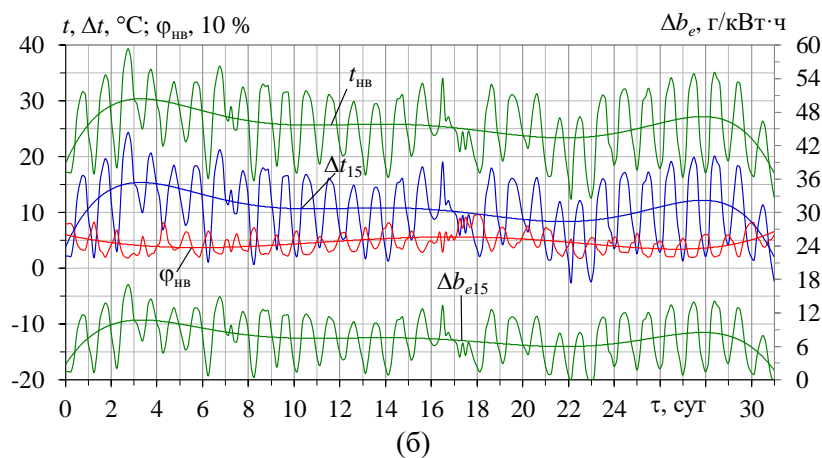
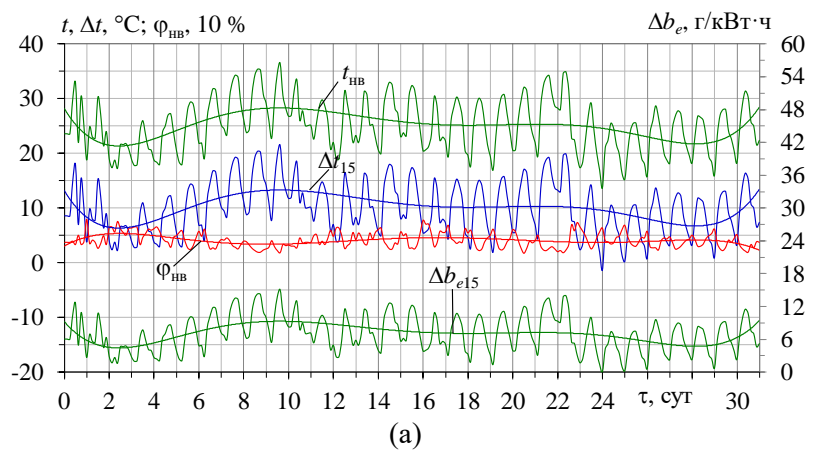


Рисунок 1 – Текущие значения температуры  $t_{нв}$ , относительной влажности  $\varphi_{нв}$  и влагосодержания  $d_{нв}$  наружного воздуха в июле 2018: а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраїнськ, Украина





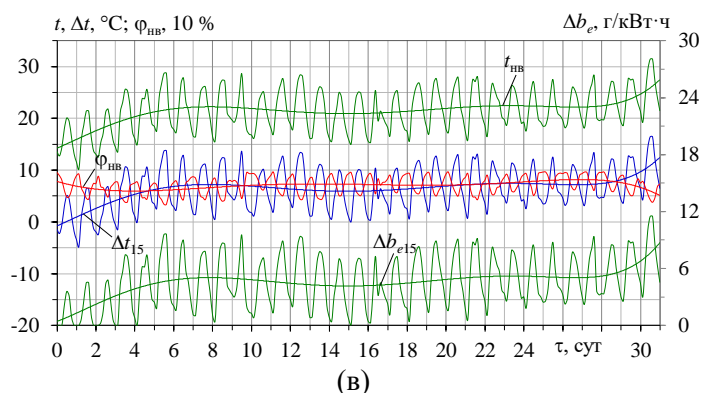
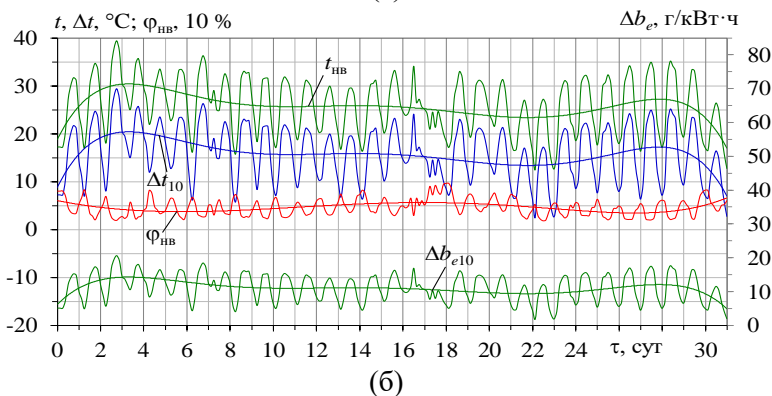
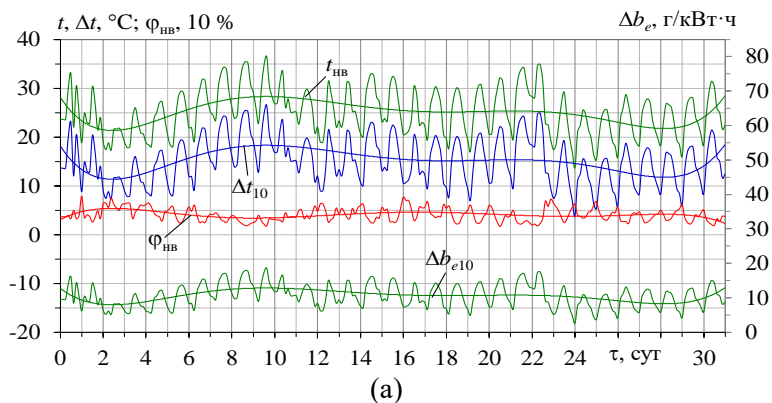


Рисунок 2 – Текущие значения температуры  $t_{нв}$  наружного воздуха, понижения температуры наружного воздуха  $\Delta t_{15}$  при его охлаждении до  $15^{\circ}\text{C}$  в АБХМ и соответственного уменьшения удельного расхода топлива  $\Delta b_{e15}$  в течение июля 2018 года: а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

Глубокое охлаждение воздуха двухступенчатой АЭХМ до  $10^{\circ}\text{C}$  обеспечивает заметно большее текущее сокращение удельного расхода топлива  $\Delta b_{e10}$  :  $8...16$  г/(кВт·ч) для климатических условий г. Алматы и г. Актобе (рисунок 3, а, б) и около  $6...12$  г/(кВт·ч) для г. Южноукраинск (рисунок 3, в), причем даже в июле.

Существенные колебания текущих в течение суток значений понижения температуры наружного воздуха  $\Delta t$  при его охлаждении до одной и той же температуры  $t_{в2} = 15^{\circ}\text{C}$  или же  $t_{в2} = 10^{\circ}\text{C}$  на рисунках 2 и 3 свидетельствуют о колебаниях соответствующих затрат холодопроизводительности ТХМ  $Q_0$  и необходимости выбора ее рациональной проектной (установленной) величины, обеспечивающей достижение максимального эффекта от охлаждения воздуха на входе ГТУ.

Эффективность применения охлаждения воздуха на входе ГТУ в первом приближении можно оценивать по годовой экономии топлива. С целью обобщения результатов расчетов для ГТУ примерно с одинаковым влиянием изменения температуры воздуха на входе  $\Delta t_{в} = t_{нв} - t_{в2}$  на удельный расход топлива  $\Delta b_e$ , т.е. одинаковым соотношением  $\Delta b_e / \Delta t_{в}$ , годовую экономию топлива целесообразно представлять также в виде удельного, приходящегося на 1 кВт мощности ГТУ, годового сокращения потребления топлива  $\Sigma \Delta b_e$ .



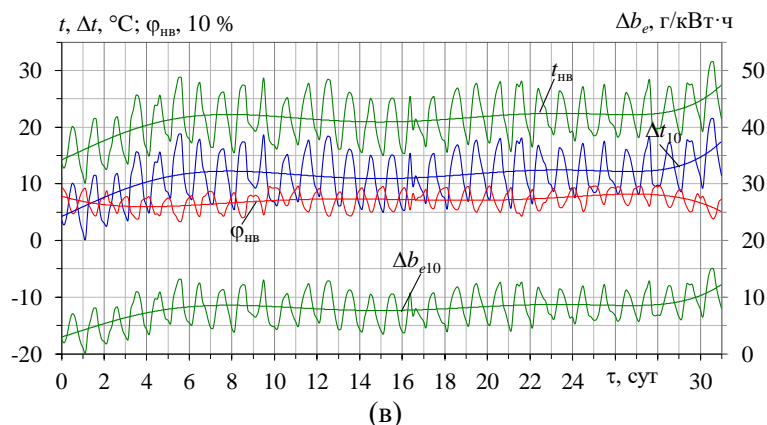


Рисунок 3 – Текущие значения температуры  $t_{нв}$  наружного воздуха, понижения температуры наружного воздуха  $\Delta t_{10}$  при его охлаждении до  $10^\circ\text{C}$  в АЭХМ и соответственного уменьшения удельного расхода топлива  $\Delta b_{e10}$  в течение июля 2018 года: а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

Этот показатель можно использовать также и для определения проектной холодопроизводительности холодильных машин, для чего следует проанализировать зависимость удельного, приходящегося на 1 кВт мощности ГТУ, годового сокращения потребления топлива  $\Sigma\Delta b_e$  от проектной удельной холодопроизводительности ТХМ (она же проектная удельная тепловая нагрузка на воздухоохладители на входе ГТУ), приходящейся на единичный расход циклового воздуха ГТУ через воздухоохладители ( $G_b = 1 \text{ кг/с}$ ),  $q_0 = Q_0/G_b$ , необходимой для охлаждения наружного воздуха до требуемой температура  $t_{b2}$  (рисунок 4).

При этом удельную холодопроизводительность рассчитывают как  $q_0 = \xi c_{вл} (t_{нв} - t_{b2})$ , кДж/кг, где  $\xi$  – коэффициент влаговываждения;  $t_{нв}$  – текущая температура наружного воздуха,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_{b2}$  – температура охлажденного воздуха,  $^\circ\text{C}$ ;  $c_{вл}$  – удельная теплоемкость влажного воздуха, кДж/(кг $\cdot^\circ\text{C}$ ), а полную холодопроизводительность – как  $Q_0 = q_0 G_b$ , кВт.

Как видно из рисунка 4, а, при охлаждении воздуха на входе ГТУ до конечной температуры  $t_{b2} = 10^\circ\text{C}$  при удельной холодопроизводительности АЭХМ  $q_0 = 27 \text{ кДж/кг}$  годовое удельное (на 1 кВт мощности ГТУ) сокращение потребления топлива за 2018 г. для климатических условий г. Алматы составляют  $\Sigma\Delta b_e = 30 \text{ кг/кВт}$  при сравнительно высоких темпах его прироста. Из-за падения темпов сокращения годового потребления топлива  $\Sigma\Delta b_e$  дальнейшее увеличение удельной холодопроизводительности АЭХМ  $q_0$  не приводит к заметному возрастанию экономии топлива. Таким образом, удельную холодопроизводительность АЭХМ  $q_0 = 27 \text{ кДж/кг}$  можно считать рациональной и исходя из нее выбирать полную установленную холодопроизводительность АЭХМ в соответствии с расходом воздуха  $G_b$  через ГТУ:  $Q_0 = G_b \cdot q_0$ , кВт.

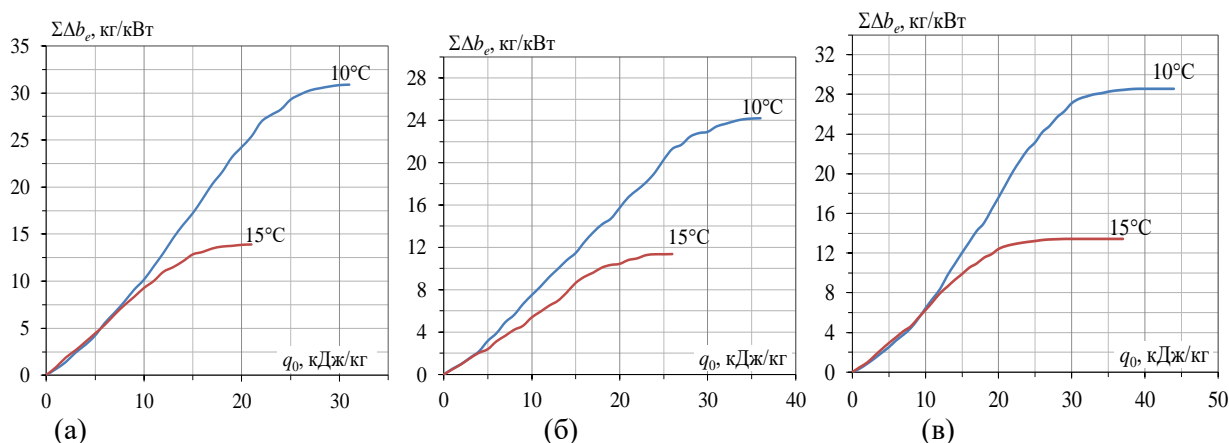


Рисунок 4 – Годовое удельное сокращение потребления топлива  $\Sigma\Delta b_e$  в зависимости от проектной (установленной) удельной холодильной мощности  $q_0$  ( $G_b = 1 \text{ кг/с}$ ) при температурах охлажденного воздуха  $t_{b2} = 10$  и  $15^\circ\text{C}$  в течение 2018 года: а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

Примечательно, что для существенно разных климатических условий – резко континентального климата г. Актобе, Казахстан (рисунок 4, б), и умеренного теплого климата г. Южноукраинск, Украина (рисунок 4, в), значения рациональной удельной холодопроизводительности АЭХМ практически одинаковы  $q_0 \approx 32$  кДж/кг.

Поскольку колебания тепловой нагрузки комбинированной АЭХМ при охлаждении наружного воздуха до температуры  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$  обусловлены в основном характером изменения тепловой нагрузки ее высокотемпературной АБХМ-ступени предварительного охлаждения наружного воздуха до температуры  $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ , то соотношение значений рациональной удельной холодопроизводительности АБХМ для указанных регионов также сохраняется:  $q_0 \approx 17$  кДж/кг для климатических условий г. Алматы и  $q_0 \approx 22$  кДж/кг для г. Актобе и г. Южноукраинск при охлаждении наружного воздуха до температуры  $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ .

Характер изменения темпа наращивания годового эффекта от охлаждения наружного воздуха на входе ГТУ в зависимости от установленной холодопроизводительности  $q_0$  (рисунок 4) свидетельствует о существовании такого значения  $q_0$ , которому соответствует максимальный темп приращения годового удельного сокращения потребления топлива.

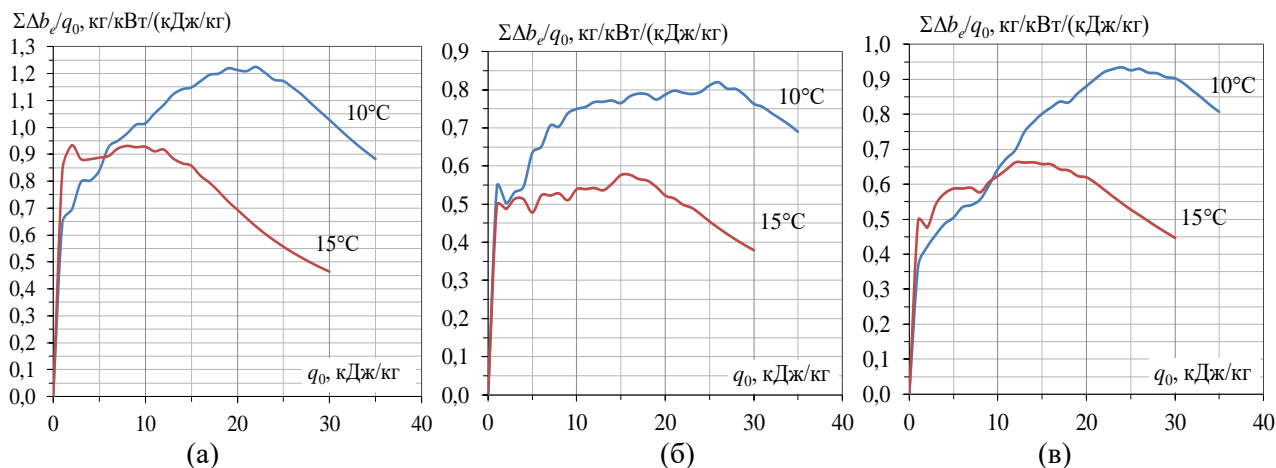


Рисунок 5 – Годовое удельное сокращение потребления топлива  $\Sigma\Delta b_e/q_0$  отнесенное к проектной (установленной) удельной холодильной мощности  $q_0$  в зависимости от расхода установленной (проектной) удельной холодильной мощности  $q_0$  ( $G_{в} = 1$  кг/с) при температурах охлажденного воздуха  $t_{в2} = 10$  и  $15^\circ\text{C}$  в течение 2018 года: а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

Годовое удельное сокращение потребления топлива  $\Sigma\Delta b_e/q_0$ , отнесенное к проектной удельной холодопроизводительности  $q_0$ , как показатель темпа приращения годового эффекта, в зависимости от проектной удельной холодопроизводительности  $q_0$  ( $G_{в} = 1$  кг/с) при охлаждении воздуха до  $t_{в2} = 10$  и  $15^\circ\text{C}$  за 2018 год, представлено на рисунке 5.

Как видно, значения удельной холодопроизводительности  $q_0$ , которым соответствуют максимумы графиков на рисунке 5, соответственно и максимальный темп приращения годового удельного сокращения потребления топлива  $\Sigma\Delta b_e/q_0$ , значительно меньше величин  $q_0$ , соответствующих максимуму годовому удельному сокращению потребления топлива  $\Sigma\Delta b_e$  на рисунке 4.

Понятно, что при его выборе в качестве проектной (установленной) холодопроизводительности ТХМ (согласно рисунку 5) годовая экономия топлива будет гораздо меньше максимально возможной (согласно рисунку 4), и для достижения последней следует применять системы охлаждения с аккумуляторами избытка холодопроизводительности ТХМ, образующегося при пониженных тепловых нагрузках, который использовать для покрытия ее дефицита при повышенных тепловых нагрузках.

Более глубокое охлаждение воздуха на входе ГТУ до температуры  $t_{в} = 10^\circ\text{C}$  в АЭХМ обеспечивает суммарное за июль уменьшение удельного расхода топлива  $\Sigma\Delta b_{e-10}$  примерно 8 кг/кВт (отнесенного к 1 кВт мощности ГТУ) для континентальных климатических условий Казахстана (рисунок 6, а, б) и около 6 кг/кВт для умеренного теплого климата Украины (рисунок 6, в).

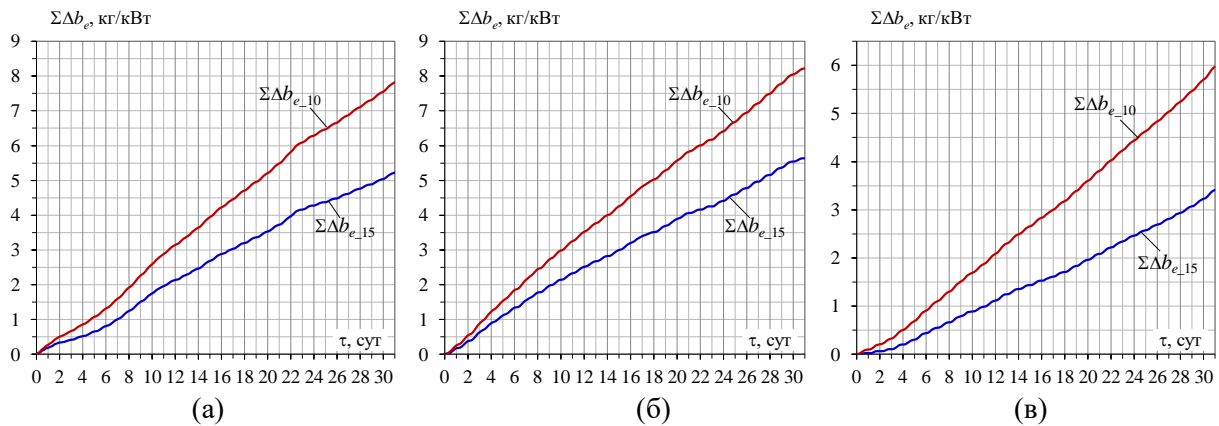


Рисунок 6 – Значения суммарного за июль уменьшения удельного расхода топлива  $\Sigma\Delta b_e$  при разных температурах охлаждённого воздуха  $t_{в2}$ : 10 °С – АЭХМ; 15 °С – АБХМ-ступень в течение июля 2018 года: а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

Уменьшение удельного расхода топлива помесечно  $\Delta b_e$  и за 2018 год  $\Sigma\Delta b_e$  за счёт охлаждения воздуха на входе ГТУ от текущей температуры наружного воздуха  $t_{нв}$  до разных конечных температур  $t_{в2}$  представлено на рисунке 7.

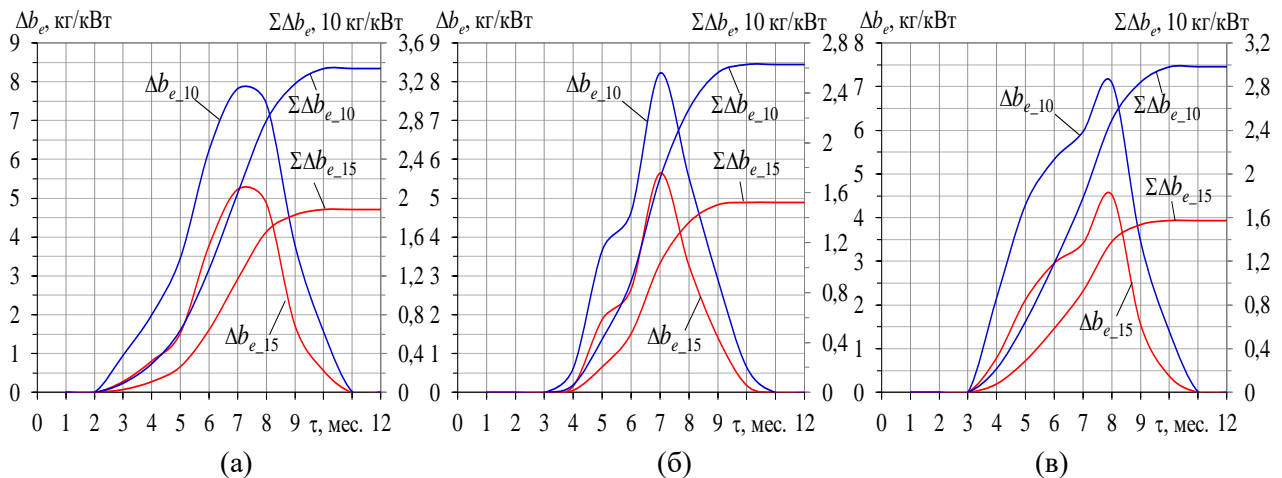


Рисунок 7 – Значения ежемесячного  $\Delta b_e$  и обще годового  $\Sigma\Delta b_e$  уменьшения удельного расхода топлива при температурах охлаждённого воздуха  $t_{в2}$ : 10 °С – АЭХМ; 15 °С – АБХМ в течение 2018 года: а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

Как видно на рисунка 7, охлаждение воздуха на входе ГТУ до 15°С в АБХМ обеспечивает годовое уменьшение удельного (на 1 кВт мощности ГТУ) расхода топлива  $\Sigma\Delta b_{e15}$ : примерно 18 кг/кВт для континентального климата с влиянием горного в г. Алматы (рисунок 7, а), 15 кг/кВт для резко континентального климата г. Актобе (рисунок 7, б) и 16 кг/кВт для умеренного теплого климата г. Южноукраинск, Украина (рисунок 7, в). В то же время более глубокое охлаждение воздуха в АЭХМ до 10°С дает возможность получить существенно большее сокращение удельного расхода топлива за год  $\Sigma\Delta b_{e10}$ : примерно 33 кг/кВт – г. Алматы, 26 кг/кВт – г. Актобе и 30 кг/кВт – г. Южноукраинск, Украина.

Обращает на себя внимание значительное увеличение сокращения удельного расхода топлива  $\Sigma\Delta b_{e10}$  за счёт более глубокого охлаждения воздуха на входе ГТУ в АЭХМ до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$  по сравнению с его охлаждением в АБХМ до  $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ , в 1,5...2,0 раза (рисунки 8, 9).

Значения годовой экономии топлива за счет охлаждения воздуха на входе ГТУ приведены без учета затрат мощности ГТУ (соответственно и топлива) на преодоление аэродинамического сопротивления воздухоохладителя. Однако их величина незначительная (300...500 Па), что не приведет к заметному сокращению положительного эффекта.

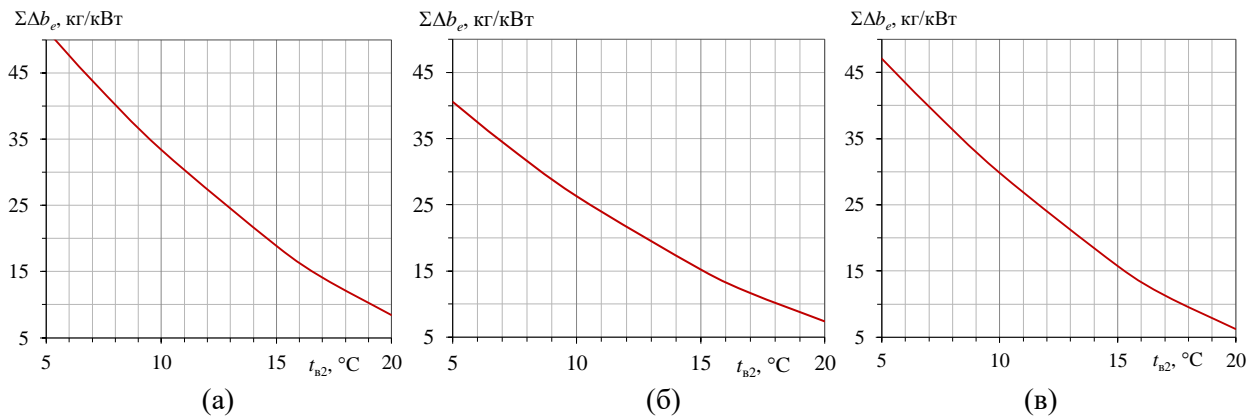


Рисунок 8 – Годовое удельное сокращение потребления топлива  $\Sigma\Delta b_e$  за счёт охлаждения воздуха на входе ГТУ от температур наружного воздуха  $t_{нв}$  до разных температур охлажденного воздуха  $t_{b2}$  в зависимости от температуры охлаждённого воздуха  $t_{b2}$  в течение 2018 года:

а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

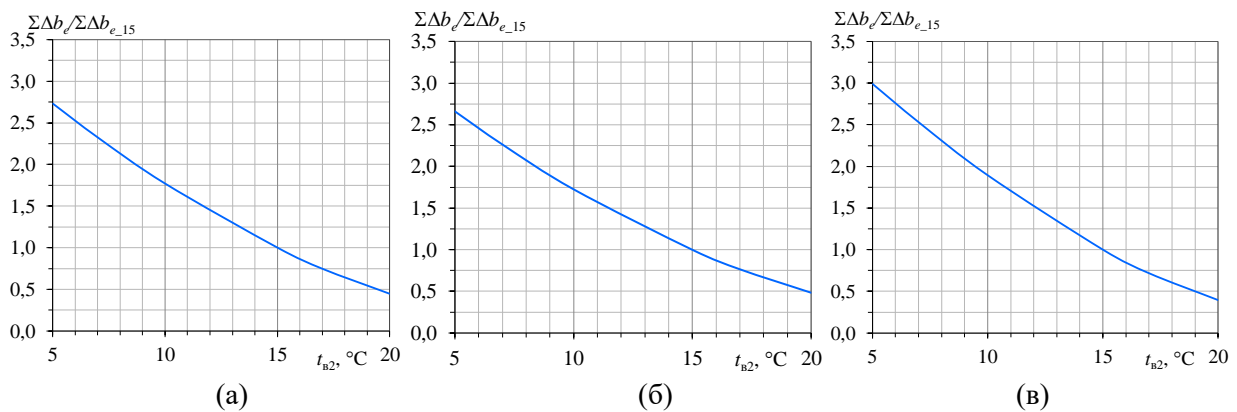


Рисунок 9 – Годовое удельное сокращение потребления топлива  $\Sigma\Delta b_e/\Sigma\Delta b_{e_{15}}$  за счёт охлаждения воздуха на входе ГТУ от температур наружного воздуха  $t_{нв}$  до разных температур охлажденного воздуха  $t_{b2}$  в относительных величинах – по сравнению с охлаждением в АБХМ

до  $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$  – в зависимости от температуры охлаждённого воздуха  $t_{b2}$  в течение 2018 года:

а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

### Заключение

Проанализирована эффективность охлаждения воздуха на входе ГТУ теплоиспользующими холодильными машинами разного типа и для разных климатических условий Казахстана и Украины, причем с учетом текущих тепловых нагрузок.

Расчетным путем показано, что более глубокое охлаждение воздуха на входе ГТУ до  $10^\circ\text{C}$  в АЭХМ с АБХМ в качестве высокотемпературной ступени охлаждения наружного воздуха до  $15^\circ\text{C}$  и хладоновой ЭХМ как низкотемпературной ступенью более глубокого снижения температуры воздуха до  $10^\circ\text{C}$ , обеспечивает примерно в 1,5 раза большее годовое сокращение расхода топлива по сравнению с традиционным охлаждением до  $15^\circ\text{C}$  в АБХМ.

Приведены результаты расчетов проектной холодопроизводительности ТХМ разного типа с учетом меняющихся в течение суток тепловых нагрузок по разработанным авторами двум методам – исходя из максимальной годовой экономии топлива и максимального темпа ее приращения. Показано, что для существенно разных климатических условий – резко континентального климата отдельных регионов Казахстана (на примере г. Актобе) и умеренного теплого климата Украины значения рациональной удельной холодопроизводительности могут быть практически одинаковыми и в то же время существенно отличаться для разных регионов Казахстана. Это весьма остро ставит проблему выбора проектной холодопроизводительности ТХМ, которая обеспечивала бы достижение максимального годового эффекта от охлаждения воздуха на входе ГТУ.

При выборе в качестве проектной холодопроизводительности ТХМ, которая обеспечивает максимальный темп приращения годового эффекта от охлаждения воздуха на входе ГТУ, для

достижения максимальной годовой экономии топлива следует применять системы охлаждения с аккумуляторами избытка холодопроизводительности ТХМ, образующегося при пониженных тепловых нагрузках, который использовать для покрытия ее дефицита при повышенных тепловых нагрузках.

Обосновано новое направление охлаждения воздуха на входе ГТУ теплоиспользующими холодильными машинами комбинированного типа.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Kumar, Tiwari A. Effect of ambient temperature on the performance of a combined cycle power plant / Tiwari A. Kumar, Hasan M. Muzaffarul, M. Islam // Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering. – 2013. – № 37(4). – P. 1177–1188.
2. Zhang, T. Application research of intake-air cooling technologies in gas-steam combined cycle power plants in china / T. Zhang, Z. Liu, H. Hao, L.J. Chang // Power Energy Eng. – 2014. – № 2.– P. 304–311.
3. Günnur, Şen G. The effect of ambient temperature on electric power generation in natural gas combined cycle power plant-A case study / Şen G. Günnur, et al. // Energy Reports. – 2018. – № 4– P. 682–690.
4. Николаевские газовые турбины промышленного применения – Николаев: ГП НПКГТ "Зоря-Машпроект", 2004. – 20 с.
5. Eidan, A. A. Enhancement of the Performance Characteristics for Air-Conditioning System by Using Direct Evaporative Cooling in Hot Climates / A.A. Eidan, K.J. Alwan // Energy Procedia. – 2017. – № 142. – P. 3998–4003.
6. Konovalov, D. Efficiency Analysis of Gas Turbine Plant Cycles with Water Injection by the Aerothermopressor / D. Konovalov, H. Kobalava // In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. – 2020. – № 20. – P. 581-591.
7. Yanga, Y. Air Conditioning System Design using Free Cooling Technology and Running Mode of a Data Center in Jinan / Y. Yanga, B. Wangd, Q. Zhoue // Procedia Engineering. – 2017.– № 205. – P. 3545–3549.
8. Al-Ibrahim, A. M. A review of inlet air-cooling technologies for enhancing the performance of combustion turbines in Saudi Arabia / A. M. Al-Ibrahim, A. Varnham // Applied Thermal Engineering. – 2010. – № 30. – P. 1879–1888.
9. Radchenko, A. Increasing electrical power out-put and fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by absorption chiller scavenge air cooling on the base of monitoring data treatment / A. Radchenko, M. Radchenko, A. Konovalov, A. Zubarev // E3S Web of Conferences. HTRSE-2018. – 2018. – № 70, 03011. – 6 p.
10. Khaliq, A. Development and analysis of industrial waste heat based trigeneration for combined production of power heat and cold / A. Khaliq, I. Dincer, P. B. Sharma // Journal of Energy Institute. – 2010. – №. 83 (2). – P. 79–85.
11. Elberry, M. F. Performance improvement of power plants using absorption cooling system / M.F. Elberry, et al. // Alexandria Engineering Journal. – 2018. – № 57. – P. 2679–2686.
12. Popli, S. Trigeneration scheme for energy efficiency enhancement in a natural gas processing plant through turbine exhaust gas waste heat utilization / S. Popli, P. Rodgers, V. Eveloy // Applied Energy. – 2012. – № 93. – P. 623–636.
13. Popli, S. Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry / S. Popli, P. Rodgers, V. Eveloy // Applied Thermal Engineering. – 2013. – № 50. – P. 918–931.
14. Bassily, A. M. Performance improvements of the intercooled reheat recuperated gas-turbine cycle using absorption inlet-cooling and evaporative after-cooling / A.M. Bassily // Applied Energy. – 2004. – № 77. – P. 249-272.
15. Butrymowicz, D. Investigations of prototype ejection refrigeration system driven by low grade heat / D. Butrymowicz, J. Gagan, K. Śmierciew, M. Łukaszuk, A. Dudar, A. Pawluczuk, A. Łapiński, A. Kuryłowicz // E3S Web of Conferences. HTRSE-2018. – 2018. – № 70, 03002. – 7 p.
16. Śmierciew, K. Experimental investigations of solar driven ejector air-conditioning system / K. Śmierciew, J. Gagan, D. Butrymowicz, J. Karwacki // Energy and Buildings. – 2014. – № 80.– P. 260–267.
17. Elbel, S. Review of recent developments in advanced ejector technology / S. Elbel, N. Lawrence // International Journal of Refrigeration. – 2016. – № 62. – P. 1–18.
18. Radchenko, R. Gas turbine unite inlet air cooling by using an excessive refrigeration capacity of absorption-ejector chiller in booster air cooler / R. Radchenko, A. Radchenko, S. Serbin, S. Kantor, B. Portnoi // E3S Web of Conferences. HTRSE-2018. – 2018. – № 70, 03012. – 6 p.
19. Radchenko, M., Enhancing the utilization of gas engine module exhaust heat by two-stage chillers for combined electricity, heat and refrigeration / M. Radchenko, R. Radchenko, O. Ostapenko, A. Zubarev, A. Hrych // The 5th "International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018". – Jiangsu, Nanjing, China, 2018. – P. 227–231.
20. Ghaebi, H. Integration of an absorption chiller in a total CHP site for utilizing its cooling production potential based on R-curveconcept / H. Ghaebi, Sh. Karimkashi, M.H. Saidi // International journal of refrigeration. – 2012. – № 35. – P. 1384–1392.
21. Mahmoudi, S. M. Energy and exergy analysis of simple and regenerative gas turbines inlet air cooling using absorption refrigeration / S. M. Mahmoudi, V. Zare, F. Ranjbar, L.J. Farshi // Appl. Sci. – 2009. – № 9(13). – P. 2399–2407.
22. Marques, R. P. Thermodynamic analysis of trigeneration systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands / R. P. Marques, D. Hacon, A. Tessarollo, J. A. R. Parise // Energy and Buildings. – 2010. – № 42. – P. 2323–2330.

23. Ortega, J. Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network / J. Ortega, J.C. Bruno, A. Coronas // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – № 50. – P. 1536–1542.
24. Yang, Ch. Analytical method for evaluation of gas turbine inlet air cooling in combined cycle power plant / Ch. Yang, Z. Yang, R. Cai // *Applied Energy*. – 2009. – № 86. – P. 848–856.
25. Solovyev, A. Simulating power efficiency of heat transfer agent cooling recirculation systems at power plants / A. Solovyev, A. Pustovgar, L. Shilova, A. Adamtsevich, D. Solovev // *Procedia Engineering*. – 2016. – № 165. – P. 1275 – 1280.
26. Mulyandasari, V. Cooling tower selection and sizing (engineering design guideline) / V. Mulyandasari. – KLM Technology Group. *Practical Engineering Guidelines for Processing Plant Solutions*. – 2011. – 52 p.
27. Trushliakov, E. Statistical approach to improve the efficiency of air conditioning system performance in changeable climatic conditions / E. Trushliakov, M. Radchenko, A. Radchenko, S. Kantor, Y. Zongming // *The 5th "International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018"*. – Jiangsu, Nanjing, China, 2018. – P. 1303–1307.
28. Trushliakov, E. An innovative air conditioning system for changeable heat loads / E. Trushliakov, M. Radchenko, T. Bohdal, R. Radchenko, S. Kantor // Tonkonogyi V. et al. (eds.) *Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. – 2020. – 10 p.
29. Radchenko, A. Rational designing of gas turbine inlet air cooling system / A. Radchenko, L. Bohdal, Y. Zongming, B. Portnoi, V. Tkachenko // Tonkonogyi V. et al. (eds.) *Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. – 2020. – 10 p.
30. Meteomanz Homepage [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.meteomanz.com>.
31. Raspisaniye Pogodi Ltd. Homepage [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [https://rp5.ua/-Weather\\_in\\_the\\_world](https://rp5.ua/-Weather_in_the_world).
32. Weather and Climate [Электронный ресурс]: Справочно-информационный портал. – Режим доступа: <http://www.pogodaiklimat.ru>.

УДК 621.56

## DANFOSS SEMI-WELDED PLATE HEAT EXCHANGERS

### ПОЛУСВАРНЫЕ ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ DANFOSS

<p><b>Suhov E.V.<sup>a</sup></b>, Cand. Tech. Sc., director of direction «Industrial refrigeration»  <b>Tazitdinov R.R.<sup>b</sup></b>, engineer of direction «Industrial refrigeration»</p>	<p><b>Сухов Е.В.<sup>а</sup></b>, канд. техн. наук, директор по развитию направления «Промышленный холод»  <b>Тазитдинов Р.Р.<sup>б</sup></b>, инженер направления «Промышленный холод»</p>
<p>LLC Danfoss,          Russia, 143581, Moscow region,          Istrinskij district, Leshkovo village, 217</p>	<p>ООО «Данфосс»,          Россия, 143581, Московская обл., Истринский р-н,          д. Лешково, 217</p>
<p><b>E-mail:</b> a – <a href="mailto:sukhov@danfoss.com">sukhov@danfoss.com</a>; b – <a href="mailto:tazitdinov@danfoss.com">tazitdinov@danfoss.com</a>  <b>Тел.:</b> +7 (495) 792-57-57; <b>Сайт:</b> <a href="http://www.danfoss.ru">www.danfoss.ru</a></p>	

#### Abstract

The article describes the construction of industrial semi-welded plate heat exchangers, type SW, manufactured by Danfoss. The description of the design of the heat transfer package, the heat exchanger seal system is presented.

#### Аннотация

В статье описывается конструкция полусварных пластинчатых теплообменников типа SW промышленного назначения, производимых компанией Danfoss. Представлено описание конструкции теплообменного пакета, системы уплотнений теплообменника.

Повышение экологической эффективности и безопасности холодильных установок, а также сокращение заправки рабочим веществом являются приоритетной задачей развития современных систем холодоснабжения. При этом тип и эффективность проточной части теплообменного оборудования оказывают значительное влияние на количество заправляемого хладагента.

В 2019 г. международная группа «Данфосс» расширяет ассортимент продукции полусварными пластинчатыми теплообменниками типа SW (рис.1) для применения в промышленных холодильных установках. Полусварные теплообменники применяются в технических процессах с агрессивными средами (например, аммиаком), обеспечивая повышенную герметичность и безопасность за счет перемещения агрессивной среды внутри сварных кассет.

Полусварные аппараты SW были специально разработаны для работы в составе промышленных холодильных установок и могут применяться в качестве испарителей насосной или гравитационной подачи хладагента, конденсаторов, предконденсаторов, маслоохладителей, переохладителей и др. Модельный ряд полусварных теплообменников представлен типоразмерами SW 19 – 189, где аппараты SW102–189 ожидаются в 2020 г.

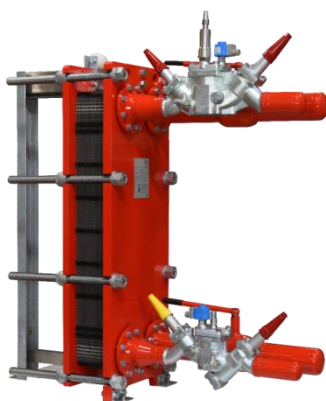


Рисунок 1 – Полусварной теплообменник SW с клапанными станциями ICF

Таблица 1 – Модельный ряд полусварных пластинчатых теплообменников SW

Типоразмеры	SW19A	SW26A	SW40A	SW54	SW59	SW102	SW122	SW189
Порт, мм	65	100	100	150	200	200	300	300
Высота, мм	820	800	1208	1242	1208	1630	1878	2508
Ширина, мм	304	378	378	502	664	664	868	868

Теплообменники имеют температурный диапазон применения от минус 40 до +120 °С при максимальном рабочем избыточном давлении 16 и 25 Бар. Пластины доступны в исполнениях из нержавеющей стали AISI 304, AISI 316 или титана. Материалы уплотнений зависят от типа рабочих веществ, температуры и давления применения, а также используемого компрессорного масла.

Конструктивно полусварной теплообменный аппарат состоит из теплообменного пакета и рамы. Теплообменный пакет представляет собой набор уплотнений и кассет (попарно сваренные пластины), находящихся между неподвижной и подвижной плитами. При сборке сварных кассет в теплообменный пакет образуется два контура каналов (см. рисунок 2):

- Сварной контур, где рабочая среда перемещается внутри сварных кассет. Порты сварных кассет уплотняются специальными кольцевыми уплотнениями.
- Разборный контур, где рабочая среда перемещается в межкассетном пространстве. Герметичность каналов между кассетами обеспечивается с помощью диагональных уплотнений.

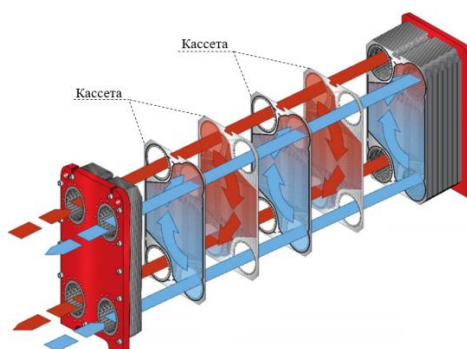


Рисунок 2 – Конструкция полусварного теплообменника SW



Рама, в свою очередь, состоит из неподвижной плиты с технологичными отверстиями для подвода и отвода рабочих сред. В случае многоходовой компоновки возможны комплектации теплообменников с присоединениями на стороне подвижной плиты. Неподвижная плита соединена при помощи верхней и нижней направляющих с подвижной (прижимной) плитой и задней опорой. Теплообменный пакет размещается между основными плитами и обжимается стяжными шпильками.

Тепло-гидравлические характеристики теплообменников определяются режимными параметрами и свойствами рабочих сред, типоразмером пластин, их количеством, типом рифления пластин и их компоновкой. Два типа рифления пластин ТЛ (термически длинная или «жесткая» пластина) и ТК (термически короткая или «мягкая» пластина) позволяют скомпоновать в сварных кассетах три типа каналов:

- ТЛ – канал с углом рифления  $30^\circ$  (рис. 3а), образуемый компоновкой из пластин ТЛ, имеет высокие тепловую эффективность и потери давления;

- ТК – канал с углом рифления  $60^\circ$  (рис. 3в), образуемый компоновкой из пластин ТК, имеет меньшие тепловую эффективность и потери давления;

- ТМ – канал с усредненным углом рифления  $45^\circ$  (рис. 3б), образуемый компоновкой пластин ТЛ и ТК.

Таким образом, теплообменный пакет с каналами ТК, ТЛ или ТМ позволяет подобрать и изготовить оптимальный теплообменный аппарат под конкретные параметры Заказчика. Также важно отметить, что тепло-гидравлические характеристики теплообменных аппаратов были верифицированы при проведении соответствующих испытаний на аммиачной холодильной установке.

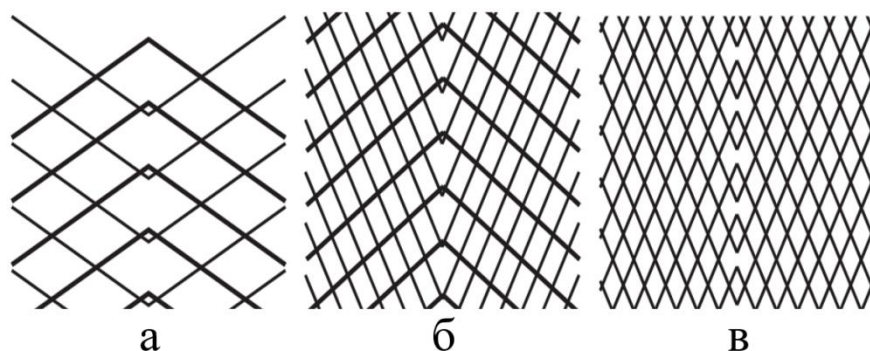


Рисунок 3 – Основные типы каналов для течения рабочих сред: а – канал ТЛ; б – канал ТМ; в – канал ТК

Для быстрого и простого доступа к пакету пластин на подвижной плите предусмотрен нейлоновый ролик, позволяющий перемещать прижимную плиту вдоль верхней направляющей. Разработанная бесклеевая система крепления уплотнений обеспечивает надежное прилегание сварных модулей (кассет) при сборке и упрощает их сервисное обслуживание, а предусмотренная система «двойного барьера» (см. рис. 4) уплотнений способствует отводу потенциальных утечек за пределы теплообменного пакета, исключая возможный прорыв в межкассетное пространство.

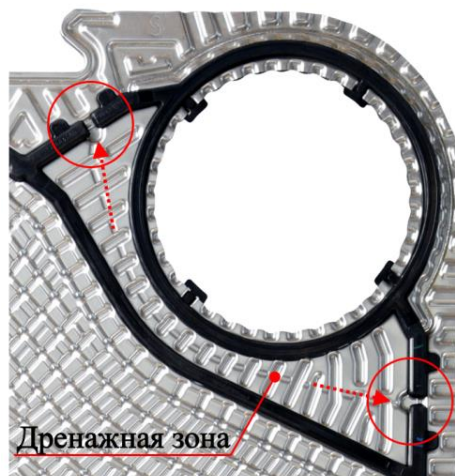


Рисунок 4 – Система уплотнений с «двойным барьером»

Для безопасной и эффективной работы теплообменников доступен ряд запасных частей и аксессуаров, среди которых: кассеты пластин, кольцевые и диагональные уплотнения, теплоизоляционный короб, поддон для сбора конденсата, защитный экран, механический фильтр для стороны вторичного контура и ключ для сборки (разборки) теплообменника.

Все теплообменные аппараты SW перед отгрузкой с завода проходят тщательную проверку соответствия высоким стандартам компании «Данфосс»: каждая кассета после лазерной сварки проверяется на плотность гелием; каждый аппарат после сборки проходит гидравлические испытания на прочность и гелиевые испытания на плотность.

В комплект поставки теплообменников SW входят ответные фланцы и полный комплект сопроводительной документации: паспорт, руководство по эксплуатации, обоснование безопасности, расчет на прочность, теплотехнический расчет, чертеж, документы соответствия ТР ТС № 10 и № 32.

УДК 621.5.042

**SAFE DEFROST WITH HOT VAPORS  
WITH ELECTROMAGNETIC VALVES ICSH**

**БЕЗОПАСНАЯ ОТТАЙКА ГОРЯЧИМИ ПАРАМИ С  
ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМИ КЛАПАНАМИ ICSH**

<p><b>Suhov E.V.<sup>a</sup></b>, Cand. Tech. Sc., director of direction «Industrial refrigeration» <b>Tazitdinov R.R.<sup>b</sup></b>, engineer of direction «Industrial refrigeration»</p>	<p><b>Сухов Е.В.<sup>а</sup></b>, канд. техн. наук, директор по развитию направления «Промышленный холод» <b>Тазитдинов Р.Р.<sup>б</sup></b>, инженер направления «Промышленный холод»</p>
<p>LLC Danfoss, Russia, 143581, Moscow region, Istrinskij district, Leshkovo village, 217</p>	<p>ООО «Данфосс», Россия, 143581, Московская обл., Истринский р-н, д. Лешково, 217</p>
<p><b>E-mail:</b> a – <a href="mailto:sukhov@danfoss.com">sukhov@danfoss.com</a>; b – <a href="mailto:tazitdinov@danfoss.com">tazitdinov@danfoss.com</a> <b>Тел.:</b> +7 (495) 792-57-57; <b>Сайт:</b> <a href="http://www.danfoss.ru">www.danfoss.ru</a></p>	

**Abstract**

The article describes the characteristics, principle of operation and method of application of ICSH electromagnetic valves, designed for installation on the hot vapor supply line to evaporators with hot vapor defrost.

**Аннотация**

В статье описываются характеристики, принцип действия и способ применения электромагнитных клапанов ICSH, предназначенных для установки на линии подачи горячих паров в испарители с оттайкой горячими парами.

Холодильная техника на данный момент находится под воздействием жестких экологических требований, которые обусловлены сокращением синтетических хладагентов, разрушающих озоновый слой Земли и развивающих «парниковый эффект». Эти события способствовали значительному росту цен на ГФУ-хладагенты и популяризации применения природных хладагентов.

Технологии международной группы компаний «Данфосс» сегодня позволяют производить экологически эффективные многофункциональные и унифицированные компоненты, выдерживающие высокое рабочее давление в широком диапазоне температур и совместимые со всеми традиционными хладагентами, включая R717 и R744, для применений в промышленных холодильных установках. Клапанная платформа DanfossFlexline™ отвечает всем требованиям по безопасности сегмента промышленного холода, направленным на снижение количества сварных швов и металлоёмкости конструкции, а также упрощению монтажных и эксплуатационных издержек.

Компания «Данфосс» расширяет линейку регулирующих компонентов семейства ICFlexline™ новым двухступенчатым электромагнитным клапаном ICSH (рисунок 1) для применения в промышленных холодильных установках.



Рисунок 1 – Электромагнитный клапан ICSH

Клапаны ICSH предназначены для установки на линии подачи горячих паров (рисунок 2) в испарители с оттайкой горячими парами и открываются в 2 ступени во избежание гидравлического удара в начальный период оттаивания. Обе ступени активируются сигналом от PLC-контроллера, подающего питание на электромагнитные катушки с определенной временной задержкой.

Первый этап позволяет плавно повысить давление в испарителе (клапан открывается ок. 20% от его полной производительности). Вторым этапом клапан открывается на 100% производительности, обеспечивая полную пропускную способность на линии горячего газа. Необходимо учитывать, что для полного открытия клапана необходим операционный перепад давления 0,2 бар.

Двухступенчатая подача горячих паров в испаритель снижает риски механического стресса и гидравлического удара, которые возникают даже при изменении режима работы испарительного узла. Инновационные компоненты ICSH соответствуют последним рекомендациям IAR по безопасности организации оттайки горячим парами. Перед клапанами ICSH рекомендуется устанавливать сетчатые фильтры типа FIA.

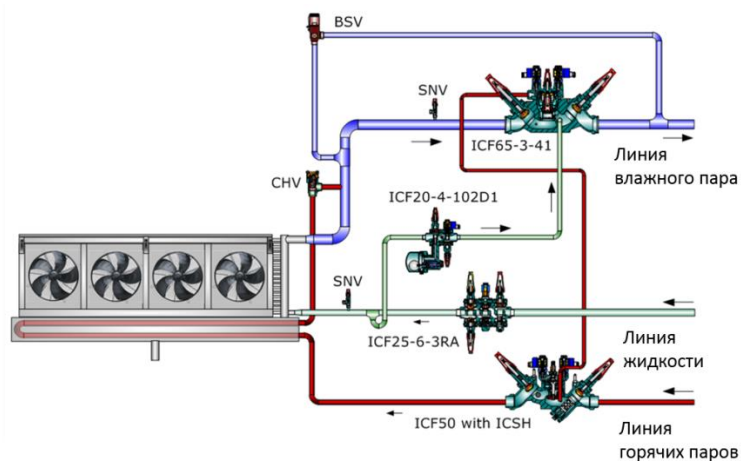


Рисунок 2 – Применение станции ICF50 с модулем ICSH в системе с насосной подачей и оттаиванием испарителя горячими парами

Двухступенчатый электромагнитный клапан ICSH можно настроить на один из двух возможных режимов открытия:

- **Зависимый режим.** При активации зависимого режима (рис. 3а) клапан ICSH не перейдет ко 2-му этапу без полного завершения 1-го этапа открытия клапана.

- **Независимый режим.** При активации независимого режима (рис. 3б) клапан ICSH сразу переходит ко 2-му этапу открытия вне зависимости от выполнения 1-го этапа. При выборе независимого режима важно обратить внимание на возможный риск гидравлического удара.

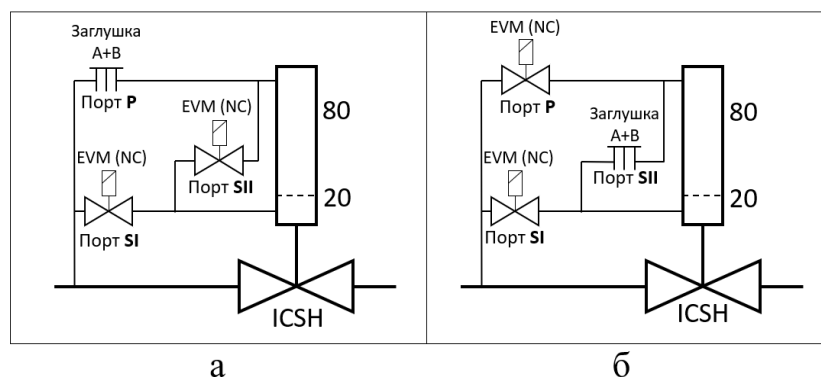


Рисунок 3 – Настройка режимов открытия клапан ICSH: а– зависимый режим; б –независимый режим

В обоих режимах работы клапана PLC-контроллер сначала подаёт напряжение на электромагнитную катушку первой ступени открытия, а затем – на катушку второй ступени, так как внутреннее устройство клапана предусматривает необходимость подачи пилотного газа к 1-й ступени клапана.

Внезависимости от выбранного режима работы клапан ICSH закрывается и остается закрытым, если обе электромагнитные катушки обесточены.

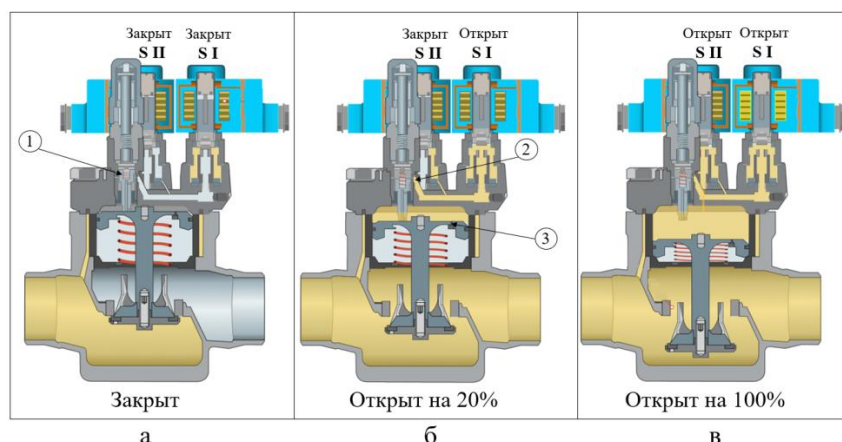


Рисунок 4– К описанию зависимого режима открытия ICSH: а – клапан закрыт; б– 1-я ступень открытия; в – 2-ая ступень открытия

При активации 1-го этапа (ступени) поток газа поступает в верхнюю полость поршня функционального модуля по пилотному каналу через направляющую с пружиной.

Поток газа, оказывая давление на верхнюю часть поршня, заставляет его перемещаться вниз, открывая клапан. Направляющая с пружиной (рисунок 4а, поз. 1) перемещается вниз вслед за поршнем и, через определенное смещение, перекрывает подачу газа из пилотного канала (рисунок 4б, поз. 2)

Небольшое уравнильное отверстие (рисунок 4б, поз. 3) в поршне способствует отведению хладагента из полости над поршнем, находящейся под давлением, тем самым позволяя поршню возвращаться в верхнее положение. Любое перемещение поршня регулируется направляющей с пружиной, которая компенсирует его перемещение путем перекрытия пилотного канала.

Направляющая с пружиной регулирует поток газа в полости над поршнем, удерживая последний в определенном положении. Открытие клапана на первом этапе соответствует приблизительно 20% от его полной производительности.

Через предустановленную временную задержку подается напряжение на вторую электромагнитную катушку второй ступени и клапан открывается полностью. Значение временной задержки определяется при проведении пусконаладочных работ исходя из условий запускаемой системы.

Подключение PLC-контроллера к электромагнитным катушкам может быть осуществлено с помощью одного или двух кабелей. Схема подключения с двумя кабелями требует наличие двух последовательных выходных сигналов от PLC-контроллера. При использовании схемы подключения с одним кабелем требуется только один сигнал, при этом необходимо присоединить дополнительно временное реле согласно рисунку 5.

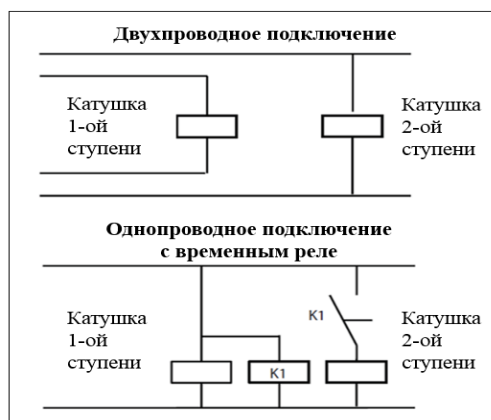


Рисунок 5 –Подключение электромагнитных катушек ICSH

Двухступенчатая подача горячего газа, реализованная с помощью клапанов ICSH в отличие от традиционного решения с обводящей байпасной линией и электромагнитным клапаном снизит риск возникновения утечек хладагента, облегчит работу инженеров на этапе проектирования, упростит и ускорит монтажные и эксплуатационные работы.

Таким образом, применение клапанов ICSH обеспечит более простую монтажную компоновку с меньшим количеством компонентов, а модульная концепция Flexline™ обеспечит высокий уровень взаимозаменяемости запасных частей. Все эти факторы являются ключевыми для снижения расходов за весь срок службы и обеспечения экономии по сравнению с традиционными решениями.

Для правильного подбора ICSH клапанов компания «Данфосс» рекомендует использовать программный пакет Coolselector®2, доступный для скачивания на официальном сайте компании «Данфосс».

Все промышленные холодильные компоненты Danfoss имеют необходимый пакет разрешительной и технической документации на русском языке для применения на территории стран Таможенного союза.

УДК 621.575:620.91: 621.565.8

## РАЗРАБОТКА АВТОНОМНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ НА БАЗЕ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ И БРОСОВЫХ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

### DEVELOPMENT OF AUTONOMOUS COOLING SYSTEMS ON THE BASIS OF RENEWABLE AND CABLE SOURCES OF HEAT ENERGY

<p><b>Tsoy A.P.<sup>1</sup></b>, Cand. Tech.Sc. professor  <b>Titlov A.S.<sup>2</sup></b>, Doct. of Tech. Sc., professor  <b>Alimkeshova A.H.<sup>1</sup></b>, graduate student  <b>Jamasheva R.A.<sup>2</sup></b> graduate student</p>	<p><b>Цой А.П.<sup>1</sup></b>, канд. техн. наук, профессор  <b>Титлов А.С.<sup>2</sup></b>, д-р техн. наук, профессор  <b>Алимкешова А.Х.<sup>1</sup></b>, аспирант  <b>Джамашева Р.А.<sup>1</sup></b>, аспирант</p>
<p>1 – Almaty Technological University,  Kazakhstan, 050000, Almaty, Tole bi, 100  2 – Odessa National Academy of Food  Technologies, 1/3, Dvoryanskay St., Odessa,  Ukraine, 65082</p>	<p>1 – Алматинский технологический университет ул.  Толе би, 100, Алматы, Республика Казахстан, 750012  2 – Одесская национальная академия пищевых  технологий, Украина, 65082, Одесса, Дворянская, 1/3</p>
<p>E-mail: 1 – teniz@bk.ru; 2 – titlov1959@gmail.com</p>	

#### Аннотация

Показаны перспективы использования «эффекта ночного излучения» (ЭНИ) для автономных систем охлаждения. Разработан алгоритм поиска минимальной температуры греющего источника абсорбционной водоаммиачной холодильной машины (АВХМ). Показано, что в АВХМ имеются режимы с максимальной энергетической эффективностью при соответствующей комбинации состава

рабочего тела и температур греющего источника. Показаны преимущества при парокомпрессионных систем (ПКХМ) при низких температурах атмосферного воздуха. Предложены схемы систем охлаждения молока с ПКХМ и АВХМ и с использованием технологии ЭНИ.

#### **Abstract**

The prospects of using the "night radiation effect" (NRE) for autonomous cooling systems are shown. An algorithm has been developed to search for the minimum temperature of a heating source of an absorption water-ammonia refrigeration machine (WARM). It is shown that in WARM there are modes with maximum energy efficiency with an appropriate combination of the composition of the working fluid and the temperatures of the heating source. The advantages of vapor compression systems (VCS) at low ambient temperatures are shown. The schemes of milk cooling systems with VCS and WARM and using NRE technology are proposed.

#### **Введение**

Несмотря на высокие темпы индустриализации и электрификации в современном мире, во многих странах имеется значительное количество территорий, где или отсутствуют источники электроснабжения, либо их качество неудовлетворительно.

Одним из таких примеров являются фермерские и крестьянские хозяйства, которые находятся в местах заготовки и первичной обработки продукции животного и растительного происхождения.

Особенно остро стоят проблемы качественного обеспечения первичной холодильной обработки мясных и молочных продуктов в соответствии с технологическими требованиями. И, если в регионах с холодным климатом можно еще использовать известные издавна технологии применения водного льда [1], то в странах с умеренным и тропическим климатом нужно применять только искусственное охлаждение.

Из всего спектра современного холодильного оборудования для решения задач автономного искусственного охлаждения наиболее эффективными, с энергетической точки зрения, являются парокомпрессионные холодильные машины (ПКХМ), работающие от дизель-генераторов или солнечных батарей [2], а также теплоиспользующие абсорбционные холодильные машины, источником тепловой энергии для которых служат потоки нагретых газов и жидкостей [3, 4].

Как показал сопоставительный анализ, для условий работы в автономном режиме можно использовать только водоаммиачные абсорбционные холодильные машины (АВХМ). В отличие от бромистолитиевых аналогов они не требуют обязательного жидкостного охлаждения теплорассеивающих элементов (конденсатора, дефлегматора, абсорбера) и значительно дешевле при изготовлении из-за доступности конструкционных материалов (углеродистых сталей) [5]. При этом если учитывать всю цепочку производства электрической энергии на тепловых станциях, то АВХМ энергетической эффективности становятся сопоставимы с ПКХМ [6].

При разработке новой автономной техники необходимо помнить, что дефицит и высокая стоимость органических топливных ресурсов, особенно ощутимые в настоящее время в мире, а также ожесточающиеся экологические требования по снижению потенциала глобального потепления на планете ставят как никогда ранее актуальную задачу снижения потребления топлива в энергетических, холодильных и энерготехнологических установках.

В этой связи актуальной становится задача поиска путей повышения энергетической эффективности и автономных систем охлаждения, как на базе ПКХМ, так и на базе АВХМ.

Наиболее рациональным будет комплексный подход, когда рассматриваются и внешний (особенности работы в изменяющихся в течение суток и времени года условиях теплоотвода в окружающую среду) и внутренний фактор (совершенствование термодинамических циклов и схем).

#### **Анализ литературных данных и постановка проблемы**

В последнее время, в связи с требованием энергоэффективности и сокращением времени использования синтетических холодильных агентов (фреонов) холодильным системам, наблюдается стабильный интерес к пассивным способам охлаждения. Одним из таких способов является охлаждение за счет радиационного излучения в космическое пространство.

Любая поверхность, обращенная к ночному небу, при определенных условиях может излучать больше тепловой энергии, чем получать обратно от окружающей среды [7]. Данный эффект носит название «эффекта ночного излучения» (ЭНИ) и за счет него можно поддерживать температуру теплоносителя ниже температуры окружающего воздуха.

Использование ЭНИ в значительной степени определяется особенностями климата того или иного региона. В определенных климатических условиях холодильные системы, использующие

радиационное излучение будут работать более эффективно, чем в других. Влияние климата на работу систем данного типа исследовалось в работах [8-10].

Установлено, что на возможность использования ЭНИ влияют такие атмосферные параметры, как скорость ветра, влажность воздуха, прозрачность атмосферы для инфракрасного излучения в диапазоне от 8 до 13 микрон [10].

Исследования работы холодильных систем, использующих ЭНИ, проводились во многих регионах с различными климатическими условиями: в северном регионе Таиланда во влажном жарком климате в жаркое время года, [11]; в Копенгагене, в Милане и в Афинах [12] для охлаждения офисов во время холодного периода года (с 1-мая по 30-сентября). Исследована возможность охлаждения материала с фазовым переходом для аккумулирования холода, создаваемого при помощи ЭНИ.

В Австралии [13] стоимость системы охлаждения пытались снизить путем совмещения системы ЭНИ с солнечными батареями (фото-вольтажными панелями).

Во всех исследованиях [11-13], в дневное время охлаждение радиатора (охлаждающего устройства) ниже температуры окружающей среды не достигалось, поскольку поглощенная солнечная энергия превышала излучаемое тепловое излучение.

Для повышения интенсивности радиационного охлаждения предлагаются материалы с высокой излучательной способностью в инфракрасной части спектра [14].

Также для улучшения результата, предлагается радиатор закрыть полиэтиленовой пленкой для снижения конвективного теплопритока и покрасить его поверхность краской с высокой излучательной способностью [7], чтобы он мог отдавать большее количество тепла за счет инфракрасного излучения. Однако радиационное охлаждение в основном было осуществимо только в ночное время, поскольку подходящие материалы с высокой инфракрасной излучательной способностью не обеспечивали охлаждения в дневное время [15, 16]. В качестве красителя, в частности, предлагается использовать материал с большим содержанием соединения  $TiO_2$ , что повышает излучательную способность поверхности [17].

Исследования по применению радиационное излучение для холодильных систем проводятся и для резко континентального климата Казахстана [8,14,18].

Авторы [18] показали, что в регионах с резко-континентальным климатом ночное радиационное охлаждение может быть использовано для снижения температуры жидкости, поступающей периодически. Например данная схема может использоваться для первичного охлаждения молока после его сбора.

Теплорассеивающие элементы с площадью излучающей поверхности в  $4 \text{ м}^2$  позволяют обеспечивать в течение года холодопроизводительность установки от 140 Вт до 650 Вт, в зависимости от погодных условия города Усть-Каменогорск.

Таким образом технология ЭНИ позволяет продлить период использования естественного холода в течение года и сократить затраты электроэнергии при работе систем охлаждения на базе ПКХМ.

При разработке систем охлаждения на базе АВХМ требуется оптимальный рабочий диапазон температур в зоне генерации 120-140 °С [19].

Так как основной парк солнечных коллекторов составляют конструкции с водой в качестве теплоносителя [20], то этого недостаточно для полноценной реализации цикла АВХМ даже в зоне умеренного климата [21].

Известны технические предложения по решению проблемы низких температур в зоне генерации пара аммиака [22, 23], но авторы не приводят никаких режимных характеристик для реализации холодильного цикла.

Таким образом, исследования и разработки систем охлаждения на базе ПКХМ и АВХМ в части расширения их области применения можно считать актуальными.

#### **Объект, цель и задачи исследования**

Объект исследования – системы охлаждения на базе ПКХМ и АВХМ.

Цель исследования – разработать схемы и конструкции автономных систем охлаждения на базе ПКХМ и АВХМ с использованием альтернативных и возобновляемых источников энергии и определить энергетические эффективные режимы их работы при различных условиях теплоотвода в различное время суток и года.

Для достижения поставленной цели необходимо выполнить такие задачи:

1. Разработать методику моделирования режимов АВХМ и провести аналитические исследования в широком диапазоне рабочих термодинамических параметров.

2. Разработать перспективные схемы автономных систем охлаждения на базе ПКХМ и АВХМ с использованием альтернативных и возобновляемых источников энергии, в том числе и с использованием технологии ЭНИ.

### Моделирование циклов АВХМ

Циклы АВХМ реализуются в насосной и безнасосной схеме [19]. Насосные схемы имеют более высокую энергетическую эффективность, но имеют в своем составе циркуляционный насос и не автономны. Безнасосные схемы автономны, но недостаточно эффективны. Рабочее тело насосных АВХМ – водоаммиачный раствор (ВАР), безнасосных – ВАР с добавкой инертного газа (водорода).

Одной из особенностей АВХМ является взаимозависимость температур в характерных процессах цикла – температуры греющей среды  $t_h$ , температуры охлаждающей среды  $t_w$ , температуры объекта охлаждения  $t_{ob}$ . Из трех температур произвольно могут быть заданы только две [24].

Как показывает практика, работа холодильной установки должна обеспечивать заданный уровень охлаждения ( $t_{ob}$  °С), а сама установка работать в соответствующих климатических условиях, то есть при заданной температуре охлаждающей среды [24]. Поэтому, реальным параметром, который может изменяться является только температура греющего источника.

Для работы с низкопотенциальными источниками тепловой энергии разработан алгоритм расчета циклов АВХМ насосного типа.

При проведении вариантных и оптимизационных расчетов циклов АВХМ была разработана подсистема библиотечных функций термодинамических и теплофизических свойств чистого аммиака и ВАР, основанная на использовании стандартных функций аппроксимации (линейной либо сплайновой) системы MathCAD [25].

На рис. 1 приведена базовая схема насосной АВХМ с двумя регенеративными теплообменниками – раствором (РТР) и аммиака (РТА) [26].

К генератору АВХМ 1, который заполненный жидким ВАР, подводится низкопотенциальное тепло, в результате чего из раствора будет преимущественно выкипать низкокипящий компонент (аммиак) с незначительными частицами водяного пара. Пар попадает в ректификатор 2, в котором охлажденный насыщенный ВАР с РТР 5 и абсорбера 4 стекает навстречу потоку пара, который идет с генератора 1. При этом менее летучие пары воды конденсируются первыми, повышая при этом концентрацию аммиака в потоке. Далее пары ВАР попадают в дефлегматор 3. На его холодных трубках первыми конденсируются пары воды, которые остались после ректификатора 2. Наличие в схеме АВХМ ректификатора 2 и дефлегматора 3 позволяет практически полностью избавиться от водяного пара в потоке пара аммиака, который идет в конденсатор 7. Далее пар аммиака поступает в конденсатор 7, сжигается с отводом тепла фазового перехода, попадает в РТА 8, в котором холодный пар аммиака, что идет из испарителя 9 в абсорбер 4 предварительно подогревается, за счет чего увеличивается тепловой коэффициент цикла АВХМ.

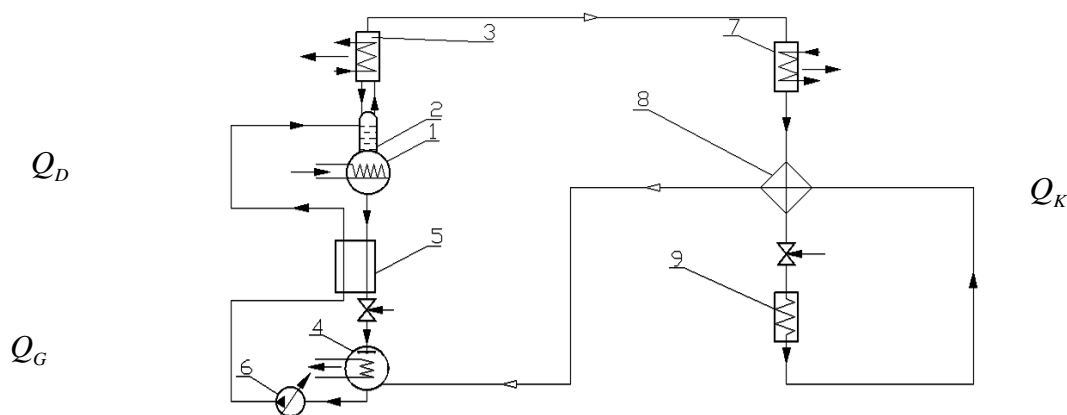


Рисунок 1 – Схема АВХМ с двумя регенеративными теплообменниками: 1 – генератор; 2 – ректификатор; 3 – дефлегматор; 4 – абсорбер; 5 – РТР; 6 – насос; 7 – конденсатор; 8 – РТА; 9 – испаритель

Жидкий аммиак дросселируется в РВ-1 и кипит в испарителе 9, вырабатывая при этом искусственный холод. Пар аммиака поступает из испарителя 9, через РТА в абсорбер 4, где



поглощается и растворяется в слабом (с минимальным составом аммиака) ВАР. Слабый ВАР через дроссель РВ-2 поступает из генератора 1 в абсорбер 4 через РТР 5, в котором с подогревается крепкий (насыщенный) ВАР. Насыщенный ВАР с помощью насоса 6 поступает в ректификатор 2 и цикл повторяется снова.

Исходными данными для расчета являются: а) температура охлаждающей среды  $t_W$ ; б) температура объекта охлаждения  $t_{ob}$ ; в) перепады температур на элементах, которые не явно учитывают условия теплообмена и недорекуперацию тепла:  $\Delta t_h$  – перепад температур между слабым ВАР и греющим источником тепла генератора;  $\Delta t_{WK}$ ,  $\Delta t_{WA}$ ,  $\Delta t_{def}$  – температурный напор в конденсаторе, абсорбере, дефлегматоре с охлаждающей средой;  $\Delta t_{TO}$  – температурный напор между потоками слабого и крепкого ВАР на холодном конце РТР; г) холодопроизводительность испарителя  $Q_0$ .

Варьируемым параметром является температура греющего источника тепла  $t_h$ .

На первом этапе определяют два уровня давления в цикле:

а) по температуре конденсации аммиака:

$$t_K = t_W + \Delta t_{WK} \quad (1)$$

давление в конденсаторе, генераторе, дефлегматоре:

$$P_K = f(t_K) \quad (2)$$

б) по температуре объекта охлаждения:

$$t_0 = t_{ob} - \Delta t_0 \quad (3)$$

давление в испарителе:

$$P_0 = f(t_0) \quad (4)$$

Потом находят термодинамические параметры (температура, удельный объем и массовая доля) и тепловые функции (удельная энтальпия) в характерных точках цикла (на входе и на выходе элементов).

Температура слабого ВАР на выходе генератора:

$$t''_{cl.G} = t_h - \Delta t_h \quad (5)$$

Массовая доля аммиака в слабом ВАР на выходе генератора:

$$\xi'_{cl.} = f(P_K, t''_{cl.G}) \quad (6)$$

Температура крепкого ВАР на выходе абсорбера:

$$t''_{кр.А} = t_W - \Delta t_{WA} \quad (7)$$

Удельный объем крепкого ВАР на выходе абсорбера:

$$v' = f(P_K, t''_{кр.А}) \quad (8)$$

Массовая доля аммиака в крепком ВАР:

$$\xi'_{кр.} = f(P_0, t''_{кр.А}) \quad (9)$$

Температура крепкого ВАР на входе в генератор:

$$t'_{кр.Г} = f(P_K, \xi'_{кр.}) \quad (10)$$

Массовая доля аммиака в паровой смеси на выходе генератора - входе дефлегматора:

$$\xi''_{GD} = f(P_K, t'_{кр.Г}) \quad (11)$$

Кратность циркуляции ВАР:

$$f = \frac{\xi''_{GD} - \xi'_{cl.}}{\xi'_{кр.} - \xi'_{cl.}} \quad (12)$$

Температура крепкого ВАР на входе РТР:

$$t'_{кр.ТО} = t''_{кр.А} \quad (13)$$

Температура слабого ВАР на входе РТР:

$$t'_{cl.ТО} = t''_{cl.Г} \quad (14)$$

и на выходе РТР:

$$t''_{cl.TO} = t'_{кр.TO} + \Delta t_{TO} \quad (15)$$

Удельная энтальпия, соответственно, крепкого и слабого ВАР на входе в РТР:

$$i_{кр.TO.in} = f(P_0, t'_{кр.TO}) \quad (16)$$

$$i_{cl.TO.in} = f(P_K, t'_{cl.TO}) \quad (17)$$

Удельная энтальпия крепкого ВАР на выходе абсорбера:

$$i_{кр.A} = f(P_0, t'_{кр.TO}) \quad (18)$$

Массовая теплоемкость слабого ВАР на входе РТР:

$$C_{ex.TO} = f(P_K, t'_{cl.TO}) \quad (19)$$

и на выходе РТР:

$$C_{вых.TO} = f(P_K, t''_{cl.TO}) \quad (20)$$

Средняя теплоемкость ВАР в РТР:

$$C_{cp.TO} = \frac{C_{ex.TO} + C_{вых.TO}}{2} \quad (21)$$

Удельная энтальпия слабого ВАР на выходе РТР:

$$i_{cl.TO.out} = i_{cl.TO.in} - C_{cp.TO} \cdot (t'_{cl.TO} - t''_{cl.TO}) \quad (22)$$

Удельную энтальпия слабого ВАР на входе в абсорбер принимаем равной на выходе РТР:

$$i_{cl.A} = i_{cl.TO.out} \quad (23)$$

Удельная энтальпия крепкого ВАР на выходе РТР:

$$i_{кр.TO.out} = i_{кр.TO.in} + \frac{(f-1) \cdot (i_{cl.TO.in} - i_{cl.TO.out})}{f} \quad (24)$$

Температура флегмы на выходе дефлегматора:

$$t_{\phi} = t_W + \Delta t_{деф} \quad (25)$$

Массовая доля аммиака в флегме:

$$\xi'_{\phi} = f(P_K, t_{\phi}) \quad (2.26)$$

Кратность циркуляции флегмы в дефлегматоре:

$$R_{\phi} = \frac{1 - \xi''_{GD}}{\xi''_{GD} - \xi'_{\phi}} \quad (27)$$

Удельная энтальпия пара аммиака на выходе дефлегматора – входе конденсатора определяется из условия полной очистки от пара воды:

$$i''_X = f(P_K, \xi''_D = 1) \quad (28)$$

Удельная энтальпия жидкого аммиака на выходе конденсатора:

$$i'_X = f(P_K, \xi'_K = 1) \quad (29)$$

Удельная энтальпия пара аммиака на входе в испаритель:

$$i''_0 = f(P_0, \xi''_0 = 1) \quad (30)$$

Удельная энтальпия, соответственно, паровой смеси и флегмы на выходе генератора:

$$i''_G = f(P_K, t''_{cl.G}) \quad (31)$$

$$i'_{\phi} = f(P_K, \xi'_{\phi}) \quad (32)$$

Удельная энтальпия жидкого аммиака и пара аммиака на входе в РТА:

$$i_{PTO.in.li} = i'_X \quad (33)$$

$$i_{PTO.in.v} = i''_O \quad (34)$$

Определяем массовую теплоемкость пара аммиака в РТА:

$$C_V = f(t_0) \quad (35)$$

Удельная энтальпия пара аммиака на выходе РТА:

$$i_{PTO.out.v} = i''_O + C_V \cdot \Delta t_{PTO} \quad (36)$$

Удельная энтальпия жидкого аммиака на выходе РТА:

$$i_{PTO.out.li} = i_{PTO.in.li} - i_{PTO.out.v} + i_{PTO.in.v} \quad (37)$$

Определяются удельные тепловые нагрузки на элементы:

а) холодопроизводительность испарителя:

$$q_0 = i_0'' - i_{PTO.out.li} \quad (38)$$

б) дефлегматора:

$$q_D = (1 - R_\Phi) \cdot i_G'' - i_X'' - R_\Phi \cdot i_\Phi' \quad (39)$$

в) генератора:

$$q_G = (1 + R_\Phi) \cdot i_G'' - f \cdot i_{кр.TO.out} + (f - 1) \cdot i_{кл.TO.in} - R_\Phi \cdot i_\Phi' \quad (40)$$

г) конденсатора:

$$q_K = i_X'' - i_X' \quad (41)$$

д) абсорбера:

$$q_A = i_{PTO.out.v} - f \cdot i_{кр.A} + (f + 1) \cdot i_{кл.A} \quad (42)$$

е) циркуляционного насоса:

$$l_{pump} = v' \cdot f \cdot (P_K - P_0) \quad (43)$$

Находим подводимое тепло:

$$q_1 = q_G + q_0 + l_{pump} \quad (44)$$

и отводимое тепло:

$$q_2 = q_A + q_K + q_D \quad (45)$$

Массовый расход пара аммиака в испарителе составляет:

$$D = \frac{Q_0}{q_0} \quad (46)$$

Полные тепловые нагрузки:

а) генератор:

$$Q_G = q_G \cdot D \quad (47)$$

б) абсорбер:

$$Q_A = q_A \cdot D \quad (48)$$

в) конденсатор:

$$Q_K = q_K \cdot D \quad (49)$$

г) дефлегматор:

$$Q_D = q_D \cdot D \quad (50)$$

д) циркуляционный насос:

$$L_{pump} = l_{pump} \cdot D \quad (51)$$

Тепловой коэффициент цикла насосной АВХМ:

$$\eta = \frac{Q_0}{Q_G} \quad (52)$$

На первом этапе исследований по приведенному выше алгоритму был выполнен поиск диапазонов температур греющего источника ( $t_h$ ), который бы удовлетворял условиям работы АВХМ ( $t_W$ ) и требования к объекту охлаждения ( $t_{ob}$ ).

Актуальность такого исследования была связана с тем, что некоторые режимы работы АВХМ не могут быть организованы из-за недостаточно высокой температуры греющего источника. Так, например, уровень температур охлаждения в испарителе требует соответствующего уровня давления  $P_0$  и в испарителе, и в абсорбере. Равновесная температура крепкого ВАР в абсорбере  $t_{кр.A}''$  должна быть выше температуры охлаждающей среды, чтобы обеспечить отвод теплоты абсорбции. Массовая доля аммиака в крепком ВАР  $\xi_{кр.}'$  определяется значениями  $P_0$  и  $t_{кр.A}''$ , а для организации процесса абсорбции необходима некоторая зона дегазации – разность массовых долей аммиака в крепком  $\xi_{кр.}'$ .

и слабом  $\xi'_{сл}$  ВАР. В свою очередь массовая доля аммиака в слабом ВАР  $\xi'_{сл}$  определяется значениями давления конденсации-генерации  $P_k$  и температурой греющего источника  $t_h$ .

Алгоритм поиска рабочих режимов АВХМ состоял в следующем.

На первом этапе задавались температуры объекта охлаждения  $t_o =$  минус 30 °С; минус 15 °С; минус 5 °С. Для каждого значения  $t_{ob}$  проводился расчет с фиксированным значением  $t_w$  с диапазоном 25...43 °С с шагом в 1 °С. Для заданных значений  $t_{ob}$  и  $t_w$  проводился расчет кратности циркуляции по уравнению (12) с переменной  $t_h$  с шагом в 1 °С.

В случае, если  $f > 0$  делали вывод, что режим работы АВХМ может быть реализован, а в противном случае, когда  $f < 0$  - режим работы не существует.

Результаты расчетов по приведенному алгоритму представлены на рисунке 2.

Анализ полученных результатов расчета позволяет сделать следующие выводы.

Во-первых, в диапазоне расчетных параметров имеет место максимум энергетической эффективности АВХМ. Наиболее явно наличие максимума для условий работы при температурах охлаждающей среды 20-32 °С и низких температурах объекта охлаждения (минус 25 °С).

При снижении температур объекта охлаждения максимум энергетической эффективности смещается в область высоких температур греющей среды, а его численные значения уменьшаются.

Так, например, при температуре охлаждающей среды 26 °С и температуре объекта охлаждения минус 5 °С максимум теплового коэффициента цикла имеет место при температуре объекта охлаждения 110 °С, при минус 15 °С – при 120 °С, при минус 25 °С – при 140 °С, соответственно значения теплового коэффициента составляют: 0,53; 0,44; 0,34.

Анализ результатов расчета показал, что такой ход зависимостей объясняется:

а) в области низких температур греющей среды (до максимума теплового коэффициента) – высокой кратностью циркуляции ВАР между генератором и абсорбером (от 6 до 112), которая обусловлена узкой областью дегазации 0,006...0,033;

б) в области высоких температур греющей среды (после максимума теплового коэффициента) – увеличением доли воды в паровом потоке водоаммиачной смеси, выходящем из генератора – например при температуре охлаждающей среды 26 °С и температуре объекта охлаждения минус 5 °С рост доли пара воды в смеси составляет от 0,036 до 0,408, т.е. более, чем в 10 раз.

В первом случае имеют место дополнительные теплопритоки в генератор с потоком крепкого ВАР.

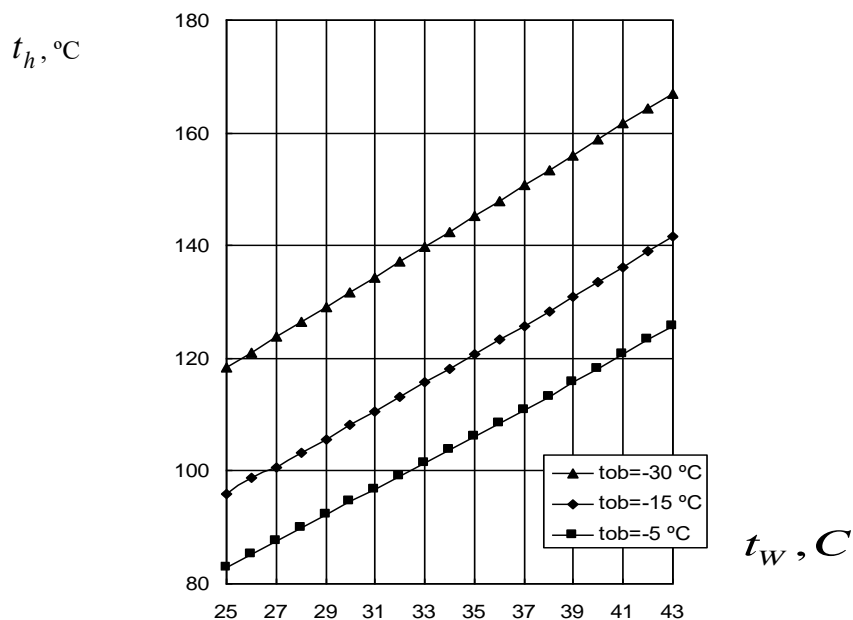


Рисунок 2 – Результаты расчета минимальной температуры греющего источника ( $t_h$ ) в зависимости от температур объекта охлаждения ( $t_{ob}$ ) и охлаждающей среды ( $t_w$ )

Во втором случае, несмотря на снижение кратности циркуляции ВАР, тепловая нагрузка в генераторе увеличивается из-за дополнительных затрат на выпаривание абсорбента-воды. Рост тепловой нагрузки дефлегматора при этом, соответственно также увеличивается более, чем в 10 раз (при температуре охлаждающей среды 26 °С и температуре объекта охлаждения минус 5 °С – от 0,024 кДж/кг до 2,200 кДж/кг).

Уменьшение теплового коэффициента цикла АВХМ при снижении уровня температур охлаждения объясняется тем, что для реализации низкотемпературного цикла требуется ВАР с повышенной долей абсорбента в абсорбере, а это связано с дополнительным выпариванием воды в генераторе. Так, например, при температуре охлаждающей среды 26 °С снижение температуры объекта охлаждения от минус 5 °С до минус 25 °С требует снижения доли аммиака в слабом ВАР от 0,439 до 0,129. При этом, несмотря на снижение тепловой нагрузки генератора из-за уменьшения кратности циркуляции ВАР опережающее неблагоприятное воздействие оказывает процесс дополнительного выпаривания пара воды.

В расчетном диапазоне во всех случаях увеличение температуры греющего источника приводит к резкому уменьшению мощности циркуляционного насоса, перекачивающего крепкий раствор из абсорбера в генератор.

Как показали расчеты, при температурах греющего источника от 90 °С до 130 °С (в зависимости от температуры охлаждающей среды) мощность циркуляционного насоса имеет максимальное значение. В дальнейшем с ростом температуры греющего источника наблюдается ее асимптотическое снижение и медленное уменьшение. Наибольшие изменения при этом происходит при повышенных температурах охлаждающей среды (32 °С).

Полученная зависимость для циркуляционного насоса совпадает с результатами исследований других авторов [3, 27-30] и объясняется увеличением зоны дегазации в абсорбере за счет снижения массовой доли аммиака в слабом ВАР.

#### **Разработка автономной системы охлаждения с использованием эффекта ночного радиационного охлаждения**

##### **Система на базе ПКХМ**

Рассмотрим для примера, технологию ЭНИ в системе охлаждения молока на фермах (рис. 3, 4).

Предлагаются две схемы с радиационным охлаждением и резервной ПКХМ.

**Схема 1** (Рис.3). В ночное время, когда отсутствует солнечная радиация, жидкий хладоноситель 4 с низкой температурой замерзания подается с помощью насоса 3 к теплоотсеивающей панели 9. Панель 9 устанавливается под открытым небом и сбрасывает тепло в космическое пространство за счет радиационного инфракрасного излучения, а в атмосферный воздух за счет конвективного теплообмена. При отсутствии тепловой нагрузки температура хладоносителя и атмосферного воздуха выравнивается. При дальнейшей циркуляции наблюдается эффект ЭНИ и хладоноситель охлаждается ниже температуры атмосферного воздуха до 5-10 °С [31].

Хладоноситель 4 далее поступает в бак-аккумулятор 5 и охлаждает бак 7 с молоком 6. Если хладоноситель 4 не может охладить молоко до требуемой температуры, то подключают ПКХМ 1. Испаритель 2 ПКХМ 1 охлаждает хладоноситель 4 и молоко 6 до нужной температуры. Мешалка 8 интенсифицирует процесс охлаждения молока 6. После охлаждения молока 6 до требуемой температуры, открывается запорный вентиль 11 и производится слив продукта в бак 10.

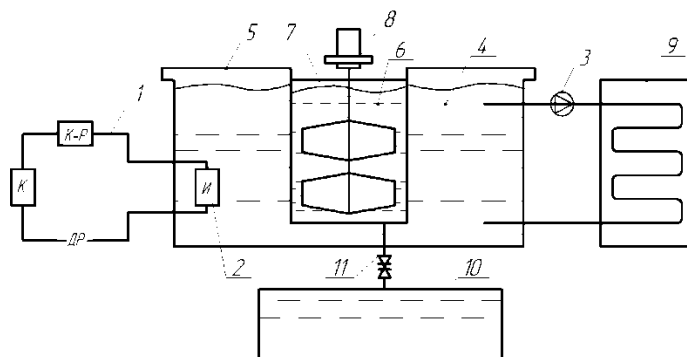


Рисунок 3 – Система охлаждения молока с использованием ЭНИ и ПКХМ:

1 – ПКХМ, 2 – испаритель ПКХМ, 3 – насос хладоносителя, 4 – хладоноситель, 5 – бак-аккумулятор холода, 6 – молоко, 7 – емкость для молока, 8 – мешалка, 9 – теплоотсеивающая панель, 10 – бак для охлажденного молока, 11 – запорный вентиль.

**Схема 2** (Рис.4). Испаритель 10 ПКХМ 9 располагается в нижней части и внутри рубашки бака-охладителя 4. В верхней части рубашки бака-охладителя 4 устанавливается ороситель 5 с отверстиями для равномерной подачи насосом 6 холодной воды из аккумулятора холода 2.

Теплорассеивающая панель 1 расположена под открытым небом под углом 10-30 °С в направлении севера. При ЭНИ хладоноситель в радиаторе 1 охлаждается ниже атмосферного воздуха на 5-10°С [31] и поступает в теплообменник 7, где охлаждает воду до нужной температуры.

Система охлаждения работает эффективно в холодные сезоны года и без ПКХМ, когда температура атмосферного воздуха не превышает 10-12 °С, особенно в ночное время.

В теплое время года система охлаждения эффективна только ночью. Запас холода за счет ЭНИ обеспечивает предварительное охлаждение молока, а затем уже подключается ПКХМ. В этом случае отключают насос 6 и циркуляцию осуществляют насосом 13.

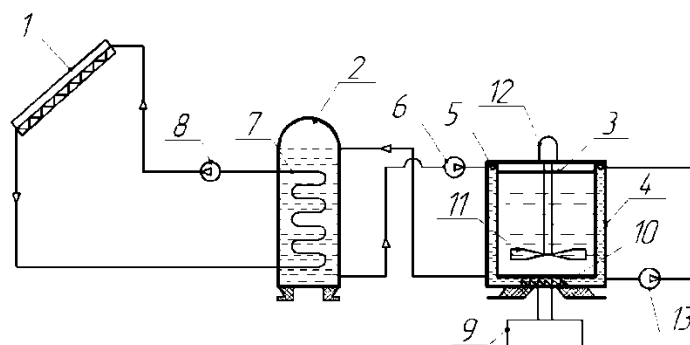


Рисунок 4 – Система охлаждения молока с использованием ЭНИ и ПКХМ:

1 – теплорассеивающая панель, 2 – бак-аккумулятор холода, 3 – крышка бака-охладителя молока, 4 – бак-охладитель молока, 5 – трубопровод с отверстиями, 6 и 13 – насос для воды, 7 – теплообменник, 8 – насос для хладоносителя, 9 – ПКХМ, 10 – испаритель ПКХМ, 11 – мешалка, 12 – мотор-редуктор мешалки

При включении в схемы систем охлаждения ПКХМ необходимо оценить их энергетическую эффективность при работе в широком диапазоне температур атмосферного воздуха.

Следует оценить возможность применения разрешенных в настоящее время холодильных агентов для условий работы ПКХМ в составе систем охлаждения молока с эффектом ЭНИ.

Для этого был выполнен расчет термодинамических параметров простейшего цикла ПКХМ без регенеративного теплообменника и переохлаждения жидкости перед дросселированием. При расчете использованы рабочие тела ПКХМ: R134a; R717 (аммиак); R22; R600 (изобутан); R744 (CO<sub>2</sub>).

Температура кипения рабочих тел ПКХМ принималась равной  $t_o = 0$  °С, а температура конденсации варьировалась:  $t_k = 10; 20; 30; 40$  °С.

При расчете использовался классический алгоритм [ ] с определением в характерных точках цикла температур, давлений кипения ( $P_o$ ) и конденсации ( $P_k$ ) и расчете удельной холодопроизводительности ( $q_o$ ), удельной работы сжатия в компрессоре ( $l$ ), холодильного коэффициента ( $\epsilon$ ).

Результаты расчетов приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты расчетов термодинамических параметров и энергетических характеристик циклов ПКХМ

Наименование рабочего тела ПКХМ	$t_k$ , °С	$P_o$ , бар	$P_k$ , бар	$q_o$ , кДж/кг	$l$ , кДж/кг	$\epsilon$
R134a	10	3,0	4	185	15	18,5
	20	3,0	5,6	170	22	7,7
	30	3,0	7,5	155	25	6,2
	40	3,0	9,8	140	32	4,3
R717	10	4,3	6	1260	10	127
	20	4,3	8,5	1200	40	30
	30	4,3	12,5	1160	100	11,6
	40	4,3	16,5	1100	150	7,3

R22	10	5,0	7	193	7	27,5
	20	5,0	9	181	17	10,6
	30	5,0	12	165	27	6,1
	40	5,0	16	153	36	4,25
R600	10	1,6	2,3	325	12	27
	20	1,6	3	300	15	20
	30	1,6	4	275	35	7,8
	40	1,6	5,3	255	50	5,1
R744	10	35,0	45	210	8	26,2
	20	35,0	58	177	18	9,8
	30	35,0	72	133	28	4,75

Анализ результатов расчета, приведенных в таблице 1 показывает, что:

а) снижение уровня температур атмосферного воздуха от 40 °С до 10 °С благоприятно сказывается на энергетической эффективности циклов ПКХМ, так, в среднем имеет место рост холодильного коэффициента в 4-6 раз, а для аммиака – в 17,3 раза;

б) максимальная энергетическая эффективность цикла ПКХМ среди рассмотренных рабочих тел отмечена у аммиака.

#### Система на базе АВХМ

Система охлаждения (рис. 5-7) содержит теплоизолированную емкость 1 с крышкой 2. В нижней части емкости 1 установлен канал с запорным вентилем 3 для периодического отвода охлажденного продукта. Сбор и хранение охлажденного молока осуществляется в емкости 4.

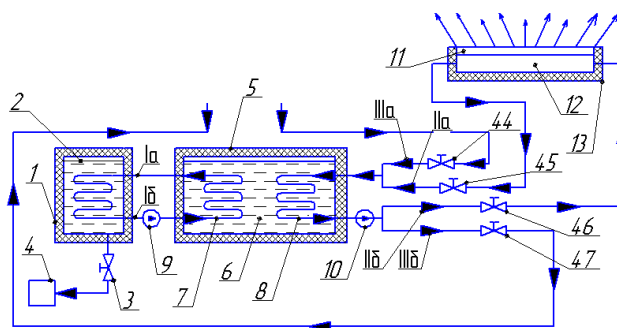


Рисунок 5 – Схема системы охлаждения молока с теплорассеивающей панелью: 1-емкость с молоком, 2-крышка, 3-запорный вентиль, 4-молокособирающая емкость, 5-бак-аккумулятор ледяной воды, 6-ледяная вода, 7-теплообменник с водой, 8-теплообменник с рассолом, 9-циркуляционный насос ледяной воды, 10-насос для рассола, 11-теплорассеивающая панель, 12-система каналов, 13-теплоизоляционное покрытие, 44, 45, 46 и 47-вентили

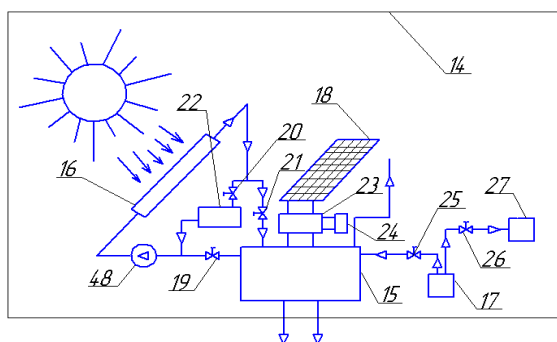


Рисунок 6 – Система генерации искусственного холода: 14-холодильная система, 15- АВХМ, 16-солнечный коллектор, 17-генератор топочных газов, 18-солнечные батареи, 19, 20 и 21- запорные вентили, 22, 24 и 27-потребители тепла, 23- система преобразования постоянного тока, 25 и 26- запорно-регулирующие вентили, 48-циркуляционный насос

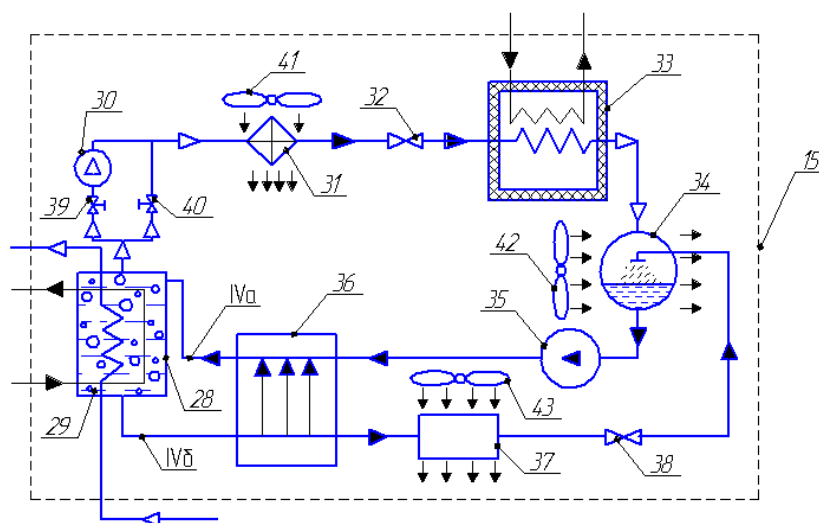


Рисунок 7 – Схема АВХМ с бустер-компрессором в составе системы охлаждения молока:

28- генератор, 29-ВАР, 30-бустер-компрессор, 31-конденсатор с воздушным охлаждением, 32- дроссельное устройство жидкого аммиака, 33-рассольный испаритель, 34-абсорбер с воздушным охлаждением, 35-циркуляционный насос крепкого ВАР, 36-регенеративный теплообменник растворов, 37-воздушный охладитель слабого ВАР, 38-дроссельное устройство слабого ВАР, 39 и 40-запорные вентили, 41,42 и 43-вентиляторы теплорассеивающих элементов АВХМ

Внутри емкости 1 по теплообменнику 7 циркулирует ледяная вода. Вход холодного потока расположен в верхней части (Ia), а выход - в нижней части (Iб) емкости 1. Система охлаждения содержит также бак-аккумулятор ледяной воды 5 с теплоизоляционным покрытием. Бак 5 заполняется ледяной водой 6 с температурой, близкой к 0°C. Во внутреннем объеме бака-аккумулятора 5 установлены теплообменники 7 и 8.

По теплообменнику 7 при помощи насоса 9 циркулирует ледяная вода (потоки Ia и Ib), а по теплообменнику 8 при помощи насоса 10 циркулирует рассол – незамерзающая жидкость при температуре, близкой к 0°C.

Вход охлажденного потока рассола в бак-аккумулятор 5 (потоки IIa и IIIa) осуществляется в верхней части, а выход отепленного потока рассола (потоки IIб и IIIб) из нижней части.

Система охлаждения содержит теплорассеивающую металлическую панель 11. Панель 11 расположена либо горизонтально, либо с некоторым углом к горизонту. Верхняя часть панели покрыты краской светлых цветов. Панель 11 связана в тепловом отношении с системой каналов 12, по которым циркулирует потоки рассола Ia и IIб. Система каналов 12 и нижняя часть панели 11 закрывается теплоизоляционным покрытием 13.

В состав системы входит холодильная система на базе АВХМ 14 (рис.7), предназначенная для охлаждения потоков рассола IIIa и IIIб. Управление потоками рассола IIa, IIб, IIIa и IIIб осуществляется при помощи запорных вентилей, соответственно, 44, 45, 46 и 47.

Холодильная система 14 содержит АВХМ 15 с системой подвода тепла от солнечного коллектора 16 и генератора топочных газов 17, а также систему автономного электрообеспечения на базе солнечных батарей 18 (рис.8).

Система солнечного коллектора 16 содержит циркуляционный насос 48 и систему запорных вентилей 19, 20, 21 обеспечивающих подачу горячего теплоносителя как на АВХМ 15, так и на других потребителей тепла 22.

Система автономного электрообеспечения содержит систему преобразования постоянного тока 23 с возможностью подачи произведенной электрической энергии для других потребителей 24.

Генератор топочных газов 17 содержит систему запорно-регулирующих вентилей 25 и 26, обеспечивающих подачу потока продуктов сгорания к АВХМ 15 и к другим потребителям 27.

АВХМ 15 содержит генератор 28 с ВАР 29, бустер-компрессор 30, конденсатор с воздушным охлаждением 31, дроссельное устройство жидкого аммиака 32, рассольный испаритель 33, абсорбер с воздушным охлаждением 34, циркуляционный насос 35 крепкого ВАР (поток IVa), регенеративный теплообменник 36 крепкого и слабого ВАР, воздушный охладитель потока 37 слабого ВАР (поток IVб), дроссельное устройство слабого ВАР 38.



Для отсечения потока пара от бустер-компрессора 30 предусмотрены запорные вентили 39 и 40.

Воздушное охлаждение конденсатора 31, абсорбера 34 и охладителя 37 осуществляется вентиляторами, соответственно, 41, 42 и 43.

Работа системы охлаждения молока на базе АВХМ осуществляется следующим образом.

Предварительно до начала охлаждения молока проводят «зарядку» (охлаждение) воды в баке-аккумуляторе 5. Для этого используют либо систему радиационного охлаждения – панель 11, либо холодильную систему 14. Соответственно закрывают вентили 44 и 47 и открывают вентили 45 и 46, или наоборот.

При достижении температуры ледяной воды до 1...2 °С включают насос 9 и прокачивают потоки Ia и Ib через охлаждающую полость емкости 1, а затем заполняют емкость 1 отепленным молоком. За счет теплообмена молоко охлаждается до температуры 4°С и охлажденный продукт при помощи запорного вентиля 3 сливают в емкость 4 для дальнейшего использования.

Далее цикл работы системы охлаждения повторяется.

Рассмотрим некоторые режимы работы установки для охлаждения молока.

#### **«Ночной» режим охлаждения молока.**

Для охлаждения рассола используется теплорассеивающая панель 11, обеспечивающая охлаждение рассола на 5...10°С ниже атмосферного воздуха.

Такой режим охлаждения может быть эффективно использован в зимнее время и переходные периоды года (весна-осень) без холодильной системы.

Рассол при помощи насоса 10 прокачивается по теплообменнику 8 при открытых вентилях 46 и 45 и закрытых вентилях 44 и 47. За счет радиационного охлаждения пластины 11 производится охлаждение рассола в каналах 12.

В «ночном» режиме используется как естественный холод атмосферы Земли, так и радиационное излучение в космическое пространство, а электрическая энергия используется только для работы циркуляционного насоса 10.

#### **«Дневной» режим охлаждения молока.**

Используется холодильная система 14 при открытых вентилях 44 и 47 и закрытых вентилях 46 и 45. Рассол насосом 10 прокачивается через испаритель 33 АВХМ 15.

В «дневном» режиме охлаждения можно выделить два режима работы холодильной системы 14.

В первом случае используется только возобновляемый источник тепловой энергии – солнечное тепловое излучение.

В качестве приемника солнечного излучения используются наиболее широко распространённые и имеющие оптимальное соотношение цены и качества солнечные коллекторы 16 с водой в качестве теплоносителя. Характерная их особенность – рабочий уровень температур не выше 100 °С.

При отсутствии потребности в искусственном холоде тепловой поток от солнечных коллекторов может быть переключен на других потребителей тепловой энергии 22 при открытом вентиле 20 и закрытых вентилях 19 и 21.

Рабочий уровень температур в генераторе традиционных АВХМ составляет 120...140 °С, что превышает располагаемый температурный потенциал теплоносителя-воды в солнечном коллекторе 16. В этой связи используется схема АВХМ с поджигающим бустер-компрессором 30 перед конденсатором 31 [22]. В схеме АВХМ 15 предусмотрена возможность отсечения бустер-компрессора 30 от парового потока запорным вентилем 39 при изменении температурных параметров подачи тепловой нагрузки в генератор 28.

Работа АВХМ 15 с солнечным коллектором 16 осуществляется следующим образом. При подаче горячей воды от солнечных коллекторов в генератор 28 осуществляется кипение крепкого ВАР с выходом преимущественно легкокипящего компонента – аммиака. При подаче пара аммиака на бустер-компрессор 30 вентиль 39 открыт, а вентиль 40 закрыт.

Пар аммиака сжимается бустер-компрессором 30 и подается в конденсатор 31, где сжижается с отводом теплоты парообразования в окружающую среду. Отвод тепла фазового перехода из конденсатора 31 осуществляется при помощи вентилятора 41.

Сжиженный аммиак из конденсатора 31 через дроссельное устройство 32 поступает в испаритель 33, где давление его падает. Происходит низкотемпературное кипение жидкого аммиака с отводом тепла от циркулирующего потока рассола. Образующийся в испарителе 33 пар поступает в абсорбер 34, куда, в свою очередь, проходит слабый ВАР из генератора 28.

До поступления в абсорбер 34 слабый ВАР охлаждается в регенеративном противоточном теплообменнике растворов 36 и охладителе 37 и в результате становится ненасыщенным по аммиаку. В абсорбере 34 при контакте слабого ВАР с паром аммиака происходит процесс абсорбции –

поглощение слабым ВАР пара аммиака. В результате слабый ВАР насыщается и становится «крепким» (насыщенным по аммиаку). В процессе абсорбции выделяется тепло, который отводится вентилятором 42 в окружающую среду. Крепкий ВАР из абсорбера насосом 35 через регенеративный теплообменник 36 подается обратно в генератор 28 и цикл далее повторяется.

Работа бустер-компрессора 30 и насоса 35 осуществляется за счет работы солнечной батареи 18 и системы преобразования и аккумулирования электрической энергии 23. Система 23 так же позволяет перераспределять, при необходимости, электрическую энергию для других потребителей 24.

При втором режиме работы холодильной системы 14 подача тепловой нагрузки в генератор 28 АВХМ 15 осуществляется отходящими продуктами сгорания с температурой 350...450°С от генератора газов 17.

В этом случае может использоваться широкий ассортимент органических топлив: природный газ, пропан-бутан, бензин, керосин, уголь, дрова, торф и др.

При работе горелочного устройства температурного потенциала достаточно, чтобы АВХМ 15 работал без поджимающего бустер-компрессора 30. В этом случае вентиль 39 закрыт, а вентиль 40 открыт.

Работа АВХМ 15 далее осуществляется приведенным выше способом.

Второй способ работы холодильной системы 14 реализуется в пасмурную погоду и в темное или сумрачное время суток.

Таким образом, разработанные схемы систем охлаждения позволяют с минимальными затратами сетевой электрической энергии и воды осуществлять первичное охлаждение молока. Наиболее перспективной областью применения таких систем станут крестьянские и фермерские хозяйства.

### **Выводы**

1. Показаны энергетические перспективы использования технологии «ночного радиационного охлаждения» (ЭНИ) для автономных систем охлаждения преимущественно в сельских и крестьянских хозяйствах.

1. Разработан оригинальный алгоритм поиска минимально необходимой температуры греющей среды в зависимости от температур объекта охлаждения и охлаждающей среды реальной АВХМ. Приведены графические зависимости для широкого диапазона температур эксплуатации (температура окружающей среды – 17...47 °С, температура объекта охлаждения – минус 30...15 °С).

2. При реализации традиционных циклов АВХМ имеются режимы с максимальной энергетической эффективностью в практических диапазонах температур охлаждающей среды (от 10 до 32 °С) и объектов охлаждения (от минус 25 до минус 5 °С). Для достижения таких оптимальных режимов необходимо соответствующая комбинация состава крепкого ВАР и температуры греющего источника.

4. Работа насосной схемы АВХМ в области низких температур греющего источника (от 90 до 120 °С) предполагает наличие циркуляционного насоса с установочной мощностью на 2-3 порядка превышающую мощность насоса, работающего в схеме в диапазоне температур греющего источника от 120 до 160 °С.

5. Выполнен расчет циклов ПКХМ в условиях работы автономных систем охлаждения (температура атмосферного воздуха изменяется в диапазоне 10...40 °С). Показаны значительные преимущества при работе ПКХМ при низких температурах атмосферного воздуха. В качестве рабочего тела для этих условий рекомендован аммиак (R717), с максимальной энергетической эффективностью холодильного цикла среди рассмотренных аналогов (R134a; R22; R600 (изобутан); R744 (CO<sub>2</sub>)).

6. Разработаны оригинальные схемы автономных систем охлаждения молока на базе ПКХМ и АВХМ с использованием технологии ЭНИ.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Босин, И.Н. Охлаждение молока на комплексах и фермах / И.Н. Босин – М. : Колос, 1993. – 46 с.
2. Перельштейн, Б.Х. Новые энергетические системы / Б.Х. Перельштейн. – Казань : Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2008. – 244 с.
3. Морозюк, Л.И. Теплоиспользующие холодильные машины – пути развития и совершенствования // Л.И. Морозюк [Текст] // Холодильна техніка та технологія. – 2014. – № 5(151). – С.23–29.
4. Титлов, А. С. Анализ перспектив использования парожеторной и абсорбционной холодильных установок для охлаждения технологического газа и получения жидкого углеводородного топлива / А.С. Титлов, Т.А. Сагала, В.Н. Артюх, Т.В. Дьяченко [Текст] // Холодильная техника и технология. – 2017. – № 53(6). – С.11–18.
5. Морозюк, Л.И. Развитие теории и методов исследования процессов преобразования и получения тепла и холода в установках с многокомпонентными и многофазными рабочими веществами: дисс. док. тех. наук: 05.14.06 / Морозюк Лариса Ивановна. – ОНПУ, Одесса, 2013. – 352 с.

6. Титлов, А.С. Сравнение характеристик абсорбционной и компрессионной бытовой холодильной техники [Текст] / А.С. Титлов // Холодильная техника и технология. – 1997. – № 57. – С. 39–41.
7. Kimball, В.А., Cooling performance and efficiency of night sky radiators / В.А. Kimball // Solar Energy. – Vol. 34. – No. 1. – P. 19–33.
8. Цой, А.П. Влияние климата на работу холодильной системы, использующей эффективное излучение в космическое пространство [Текст] / А.П. Цой, А.С. Грановский, Д.А. Цой, А.В. Бараненко // Холодильная техника. – №12, 2014 (начало) и (продолжение) №1, 2015). – С.43–47.
9. Yong, С. Performance analysis on a building-integrated solar heating and cooling panel. / С. Yong et al. // Renewable Energy. – 2015. – № 74. – P. 627–632.
10. Zhiguang, Zhou. Radiative cooling for thermophotovoltaic systems / Zhiguang Zhou, Xingshu Sun, Peter Bermel // Infrared Remote Sensing and Instrumentation XXIV, San Diego, California, August 28, 2016.
11. Prommajak, Т. Passive cooling of air at night by the nocturnal radiation in Loei, Thailand / Т. Prommajak, J. Phonruksa, S. Pramuang // Int. J. Renew. Energy. – 2008. – Vol. 3. – № 1. – P. 33–40.
12. Eleftherios, Bourdakis Simulation Study of Discharging PCM Ceiling Panels through Night - time Radiative Cooling / Eleftherios Bourdakis, Ongun В. Kazanci, Bjarne W. Olesen, F. Grossule // ASHRAE Annual Conference, St. Louis, 2016.
13. Imroz, M. Sohel. A Feasibility Study of Night Radiative Cooling of BIPVT in Climatic Conditions of Major Australian Cities / М. Imroz Sohel, Zhenjun Ma, Paul Cooper, Jamie Adams, Lloyd Niccol and Stefan Gschwander // Asia – Pacific solar research conference, November 2014.
14. Цой, А. П. Использование эффективного излучения в холодильной системе открытого катка / А. П. Цой, А. В. Бараненко, А. Я. Элит // Вестник Международной Академии Холода. – 2012. – № 4. – С. 8–11.
15. Bosholm, F. Reproducibility of solidification and melting processes in a latent heat thermal storage tank / F. Bosholm, A. López-Navarro, M. Gamarra, J.M. Corberán, J. Payá // International journal of refrigeration. – 2016. – № 62. – P. 85–96.
16. Sutyaginsky, М.А. The use of low-temperature potential of the environment in energy-efficient refrigeration supply technologies of the enterprises of GC «Titan» / М.А. Sutyaginsky, V.А. Maksimenko, Yu.А. Potapov, А.Р. Suvorov, V.N. Dubok // International Conference on Oil and Gas Engineering, OGE-2016. Procedia Engineering. – 2016. – P. 361–365.
17. Berdahl, P. The Thermal Performance of Radiative Cooling Panels / P. Berdahl, M. Matin and F. Sakal // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1983. – № 26. – P. 871–880.
18. Цой, А. П. Влияние климата на работу холодильной системы, использующей эффективное излучение в космическое пространство [Текст] / А. П. Цой, А. С. Грановский, Д. А. Цой, А. В. Бараненко // Холодильная техника. – 2014. – № 12. – С. 36–41.
19. Титлов, А.С. Научно-технические основы энергосбережения при проектировании холодильных аппаратов с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами [Текст] / А.С. Титлов // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2006. – № 29. – Т. 1. – С. 194–200.
20. Doroshenko А., Comparative field experimental investigations of different flat plate solar collectors / А. Doroshenko // Solar Energy. – 2016. – № 115. – P. 577–588.
21. Осадчук, Е.А. Определение энергетически эффективных режимов работы абсорбционной водоаммиачной холодильной машины в системах получения воды из атмосферного воздуха [Текст] / Е.А. Осадчук, А.С. Титлов С.Ю. Мазуренко // Холодильна техніка та технологія. – 2014. – № 4. – С. 54–57.
22. Патент на корисну модель № 104854 Україна, МПК E03B 3/28 (2006.1), F25B 15/10 (2006.1). Спосіб одержання води з атмосферного повітря / О.Б. Василів, О.С. Тітлов, Є.О. Осадчук, В.М. Кузаконь (Україна). – № u 2015 07386; заявл. 23.07.2015; опубл. 25.02.2016, Бюл. № 4.
23. Патент на корисну модель № 100195 Україна, МПК(2015.01) E03B 3/28 (2006.1), F25B 15/00. Спосіб одержання води з атмосферного повітря / О.Б. Василів, О.С. Тітлов, Є.О. Осадчук (Україна). – № u201501512; заявл. 20.02.2015; опубл. 10.07.2015, Бюл. № 9.
24. Титлов, А.С. Научно-технические основы энергосбережения при проектировании холодильных аппаратов с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами [Текст] / А.С. Титлов // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2006. – № 29. – Т. 1. – С. 194–200.
25. Осадчук, Е.А. Аналитические зависимости для расчета термодинамических параметров и теплофизических свойств водоаммиачного раствора [Текст] / Е.А. Осадчук, А.С. Титлов // Наукові праці ОНАХТ. – 2011. – № 39. – Т.1. – С.178–182.
26. Осадчук, Е.А. Разработка схем насосных и безнасосных абсорбционных водоаммиачных холодильных машин для работы в системах получения воды из атмосферного воздуха [Текст] / Е.А. Осадчук, А.С. Титлов, В.М. Кузаконь, Г.В. Шлапак // Технологический аудит и резервы производства. – 2015. – № 3/3(23). – С. 30–37.
27. Ищенко, И. Н. Моделирование циклов насосных и безнасосных абсорбционных холодильных агрегатов [Текст] / И. Н. Ищенко // Наукові праці ОНАХТ. – 2010. – № 38. – Т.2. – С. 393–405.
28. Яровой, С. В. Влияние рабочего давления в холодильном агрегате бытового абсорбционного холодильника на его надежность [Текст] / С. В. Яровой, А. М. Пилипенко // Холодильная техника. – 1989. – № 12. – С. 19–20.
29. Zohar, А. The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance [Text] / А. Zohar, M. Jelinek, А. Levy, I. Borde // Applied Thermal Engineering. – 2007. 27. – P. 2213–2219.

30. Котельников, А. В. Экспериментальное определение характеристик генераторов абсорбционно-диффузионной холодильной машины [Текст] / А. В. Котельников, В. М. Янченко, Э. А. Казаков // Холодильная техника. – 1978. – № 1. – С.29–31.

31. Цой, А.П. Обзор проведенных экспериментальных исследований эффективного излучения холодильной системы в космическое пространство [Текст] / А.П. Цой, А. С. Грановский, Ю. И. Мачуев, А. С. Филатов // Вестник МАХ. – 2015. – № 3. – С. 28–33.

32. Мартыновский, В.С. Холодильные машины: справочник / В. С. Мартыновский, Л. З. Мельцер, Б. А. Минкус и др. – М.: Легкая и пищевая пром-ть, 1982. – 223 с.

UDC 621.577

**APPLICATION OF HEAT PUMP TECHNOLOGIES TO INCREASE  
THE EFFICIENCY OF STEAM TURBINE INSTALLATIONS**

**ПРИМЕНЕНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ  
ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОВЫХ ТУРБИННЫХ УСТАНОВОК**

<p><b>Umyrzhan T.N.<sup>a</sup>, Toimbayev A.B.<sup>b</sup></b>  <b>Stepanova O.A.<sup>c</sup></b>, Cand.Tech.Sc., associate          professor  <b>Yermolenko M.V.<sup>d</sup></b>, Cand.Tech.Sc  <b>Kassymov A.B.<sup>e</sup></b>, PhD</p>	<p><b>Умыржан Т.Н.<sup>a</sup>, Тоимбаев А.Б.<sup>b</sup></b>  <b>Степанова О.А.<sup>c</sup></b>, канд. тех. наук, доцент  <b>Ермоленко М.В.<sup>d</sup></b>, канд. тех. наук  <b>Касымов А.Б.<sup>e</sup></b>, PhD</p>
<p>Shakarim State University of Semey,          Kazakhstan, 071411, Semey, Glinki Street, 20a</p>	<p>Государственный университет имени          Шакарима г. Семей,          Казахстан, 071411, Семей, ул. Глинки, 20а</p>
<p><b>E-mail:</b> a – timirlan-95@mail.ru; b – almas210790@mail.ru; c – aug11@mail.ru;          d – tehfiz@mail.ru; e – festland2@yandex.kz</p>	

**Abstract**

The obtained graphic and analytical relations of efficiency of heat pumps were provided. Dependence of the most important values on boiling temperature and condensation temperature were shown. The ranges of temperatures in which the use of heat pump facilities is the most effective were determined. Also the factors affecting the energy efficiency of such plants were analyzed.

**Аннотация**

Получены графические и аналитические зависимости эффективности тепловых насосов. Показана зависимость наиболее важных параметров от температуры кипения и температуры конденсации. Определены диапазоны температур, в которых использование тепловых насосов наиболее эффективно. Также были проанализированы факторы, влияющие на энергоэффективность таких установок.

**Introduction**

The generation and consumption of energy are increasing every year in the world. It creates the necessary conditions for accelerating scientific and technological progress, which allows to improve people's well-being. But at the same time, increasing volumes of energy consumption require ever-increasing volumes of hydrocarbons, whose reserves are not unlimited.

One of the modern energy-saving technologies is the use of a heat pump (a device for transferring thermal energy from a source with a lower temperature to a source with a higher temperature) [1]. Indeed, heat pumps can be a very effective means of heat supply and reduce heating costs up to 3-4 times. At the same time, they are not without drawbacks, and require certain conditions of use. Often, information about their energy efficiency is exaggerated by manufacturers of energy equipment. Therefore, currently investigation of effective modes of operation of heat pumps is actual problem.

The energy efficiency of heat pump installations depends on a number of factors, such as the power of a low-potential source, the temperature difference in the evaporator and condenser of the heat pump, and the price of electricity in the region [2].

For analysis, we took the simplest heat pump (Figure 1) based on a piston compressor.

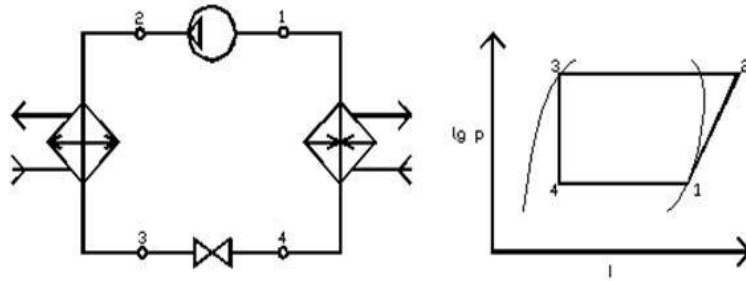


Figure 1- Block diagram and heat pump cycle

The calculation results presented in Figures 2-3 show the dependence of the heat flux in the condenser  $Q_c$ , the heat flux in the evaporator  $Q_0$ , the consumed power  $N_e$  on the boiling point  $t_0$ , °C and condensation point  $t_k$ , °C, respectively [3].

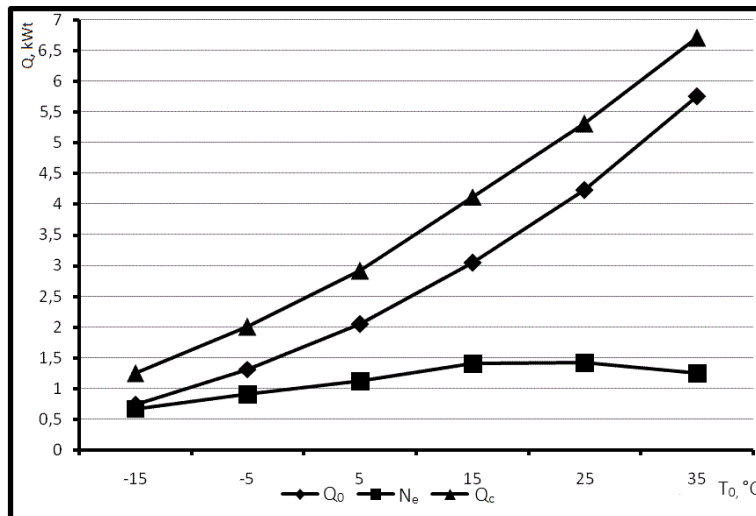


Figure 2- Graph of the dependence of  $Q_0$ ,  $Q_c$ ,  $N_e$  on the boiling point

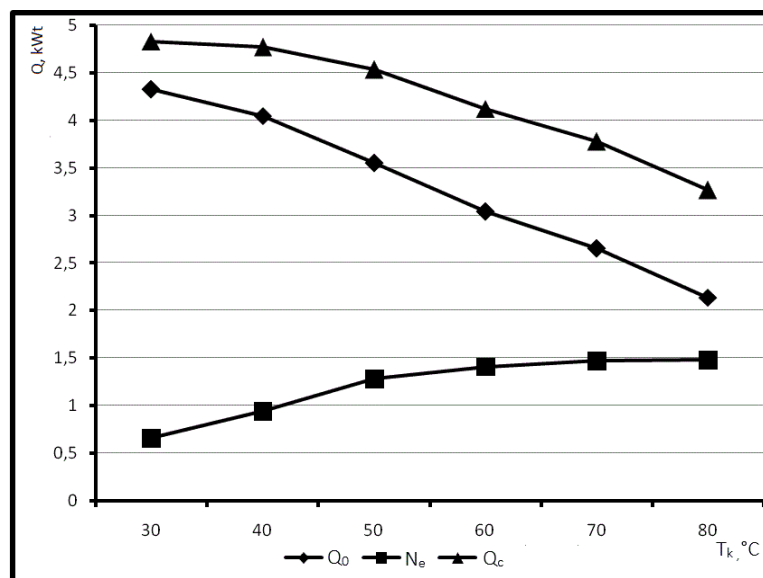


Figure 3- Graph of the dependence of  $Q_0$ ,  $Q_c$ ,  $N_e$  on the condensation point

The main indicator of the efficiency of the heat pump is the transformation coefficient  $M$ , which is the ratio of the amount of generated thermal energy to the consumed electricity. Figures 4, 5 show the dependence of the transformation coefficient on the boiling points  $t_0$ , °C and condensation point  $t_k$ , °C, with the corresponding approximate mathematical equations.

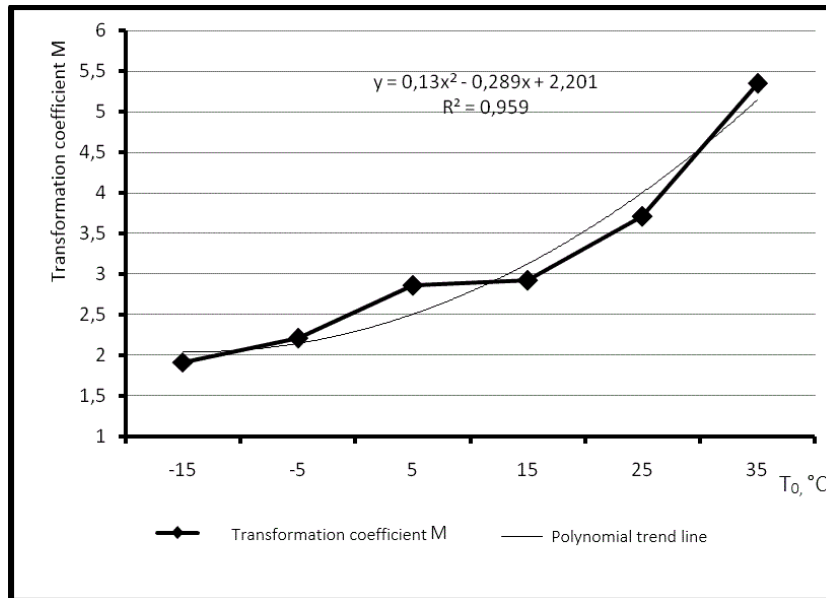


Figure 4 - The graph of the dependence of  $M$  on the boiling point

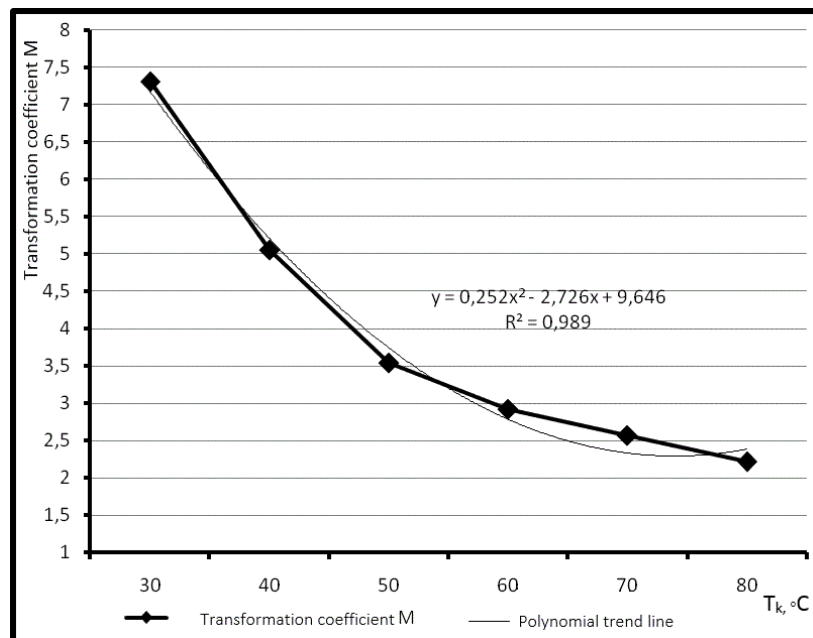


Figure 5- The graph of the dependence of  $M$  on the condensation temperature

An analysis of the data shows that the use of heat pumps is not always advisable, and there is a certain range of their applicability. The economic efficiency of the introduction of heat pumps directly depends on the transformation ratio, i.e. on the difference in temperature levels in the evaporator and condenser [4]. The maximum temperature of the working fluid heated in the condenser is limited by the properties of refrigerants [1]. It is significant that with a large pressure difference in the compressor, requirements to compressor are also increasing, which leads to an increase in capital costs, therefore, in practice, the temperature of the coolant is not more than  $(55 \div 60)$  °C.

The key role in the efficiency of the use of heat pumps is also played by the prices for thermal and electric energy in the region, i.e. a high value of the transformation ratio does not always mean profitability. Maximum efficiency is achieved with individual heat supply, or with the inclusion of heat pumps in thermal

power plants, which increases the overall efficiency of power plants [5-7]. For example, it is possible to use an air heating circuit using a heat pump. As a source of low-potential heat, the cooling water of the turbine condenser is used.

Preheating the air will improve the heat transfer process in convective heating surfaces. The temperature head in the air heater will decrease, and in the economizer it will increase, which will reduce the amount of steam taken for preheating the water. This will lead to an increase in the generation of electrical energy by the turbine.

Thus, the inclusion of heat pumps in the cycle of electric energy production at heat power plants allows to increase their energy efficiency, and thereby reduce the consumption of fossil fuel, as well as reduce air pollution by harmful emissions.

#### REFERENCES

1. Refrigeration equipment. Air conditioning. Properties of substances: Ref. - 4th ed., Revised and add. / Ed. Bogdanova S.N. - SPb.: SPbSARaFT, 1999. - 320 p.
2. Thermal and structural calculations of refrigeration machines: Textbook for universities / Under the ed. Sakun I.A. - L.: Mechanical engineering. Leningrad Department, 1987. - 423 p.
3. Refrigerators: a manual for technical colleges / Ed. Sakuna I.A. - L: Engineering, Leningrad. Department, 1985. - 510 s.
4. Ray, D. Heat pumps/ D. Rey, D. McMichael - M.: Energoizdat, 1982.- 224 p.
5. Sokolov, E.Ya. Heating and heating networks: Textbook for universities. - 7th ed., Ster. / E.Ya. Sokolov - M: MPEI Publishing House, 2001. - 472 p.
6. Trukhny A.D. Heating steam turbines and turbine units: Textbook for universities / A.D. Trukhny - M.: MPEI Publishing House, 2002. - 540 p.
7. Heating cogeneration steam turbines: Textbook for universities - 2nd ed., Rev. and add. / Ed. Elder D.P. - M: Energoatomizdat, 1986.- 272 p.

УДК: 621.577

### ON THE APPLICATION OF ENERGY-SAVING TECHNOLOGIES FOR USING HEAT PUMPS FOR HOT WATER SUPPLY AND HEATING

### К ВОПРОСУ ПРИМЕНЕНИЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ ПО СРЕДСТВАМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ ДЛЯ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ И ОТОПЛЕНИЯ

<p><b>Toimbayev A.B.</b><sup>1a</sup>  <b>Yermolenko M.V.</b><sup>1b</sup>, Cand.Tech.Sc  <b>Stepanova O.A.</b><sup>1c</sup>, Cand.Tech.Sc., associate professor  <b>Akimov M.M.</b><sup>1d</sup> Cand.Tech.Sc., associate professor</p>	<p><b>Тоимбаев А.Б.</b><sup>1a</sup>  <b>Ермоленко М.В.</b><sup>1b</sup>, к.т.н.  <b>Степанова О.А.</b><sup>1c</sup>, к.т.н., доцент  <b>Акимов М.М.</b><sup>1d</sup> к.т.н., доцент  <b>Мустамбаев Н.К.</b><sup>2</sup></p>
<p>1 – SemeyState University after Shakarim, Kazakhstan, 071412, Semey, st.Glinki, 20a                  2 – Алматинский технологический университет                  Казахстан, 050000, г. Алматы, ул. Толе би 100</p>	<p>1 – Государственный университет им. Шакарима города Семей, Казахстан, 071412, Семей, ул. Глинки, 20а                  2 – Алматинский технологический университет                  Казахстан, 050000, г. Алматы, ул. Толе би 100</p>
<p><b>E-mail:</b> a – almas210790@mail.ru; b – tehfiz@mail.ru; c – aug11@mail.ru; d – mukhamedzhan.akimov@mail.ru</p>	

#### Abstract

The article considers a heat pump for hot water supply and heating, depending on the ambient temperature on ozone-friendly refrigerants.

#### Аннотация

В статье рассмотрен тепловой насос для горячего водоснабжения и отопления в зависимости от температуры окружающей среды на озонобезопасных холодильных агентах.

В течение долгих лет люди беззаботно добывали энергию, не слишком беспокоясь из-за того, что запасы углеводородов совсем не бесконечны. Однако сегодня все понимают, как важны развитие альтернативных источников энергии в мире и замена такими источниками традиционных. Альтернативная энергетика является очень перспективным направлением, которое изучают ученые во всем мире [1].

Одним из источников энергосберегающих методов, снижающих загрязнение окружающей среды, дающих возможность экономить органическое топливо, удовлетворять нужды потребителей в технологическом тепле является применение теплонасосных технологий производства теплоты.

Особое внимание следует уделять развитию инновационных и сервисных секторов. Прежде всего необходимо обеспечить развитие таких направлений «экономики будущего» одним из которых является альтернативная энергетика [2].

Целью работы является анализ эффективности работы теплового насоса от эксплуатационного условия.

В работе рассмотрены циклы теплового насоса (ТН) одноступенчатого сжатия (рисунок 1,2):

а) на отопление без регенеративного теплообменника (РТ), расчет цикла проводился при разных температурах окружающей среды в отопительный период для Восточно-Казахстанской области;

б) на отопление с РТ, расчет цикла производится при температуре окружающей среды  $-39^{\circ}\text{C}$  с разными температурными коэффициентами регенеративного тепла в РТ;

в) на отопление и горячее водоснабжение (ГВС) без РТ, расчет цикла производится при температуре окружающей среды  $-39^{\circ}\text{C}$  с разным количеством тепла отдаваемым на ГВС;

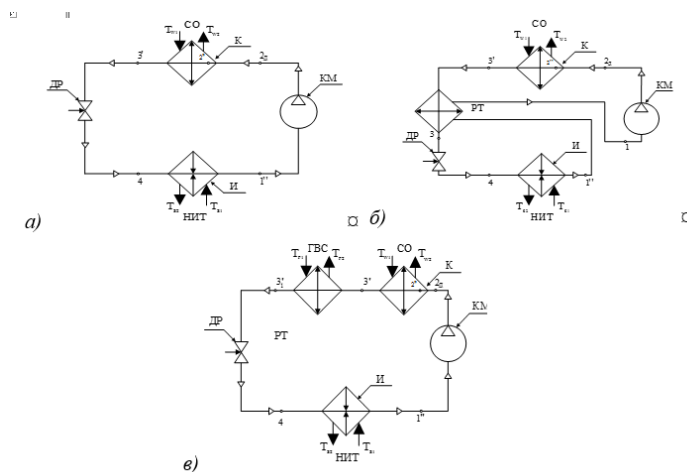


Рисунок 1. - Принципиальная схема теплового насоса

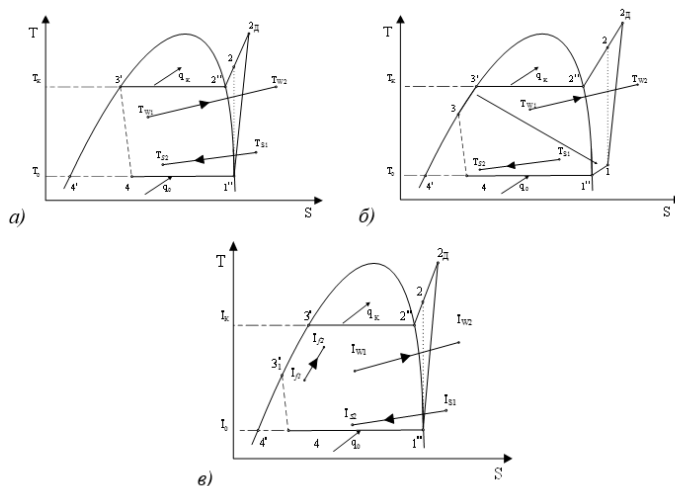


Рисунок 2.- Термодинамический цикл теплового насоса одноступенчатого сжатия



Анализ работы компрессионного ТН проводили согласно методики, изложенной в работе [3]. При определении температуры перегретого пара РТ на входе в компрессор определяем по свойству аддитивности термодинамических функции:

$$h_1 = h_{1''} + \theta(h_{3'} + h_{4'})$$

где  $\theta$  - температурный коэффициент регенерации тепла в регенеративном теплообменнике.

Источником низкопотенциального тепла выбрана грунтовая вода с параметрами  $T_{s1} = +10^\circ\text{C}$  и  $T_{s2} = +2^\circ\text{C}$ . Для теплоносителя системы отопления параметры  $T_{w1}$  и  $T_{w2}$  зависят от температуры окружающей среды [4].

Температуры кипения и конденсации рабочего тела принимаем соответственно:  $T_0 = T_{s2} - 3\text{K}$ ;  $T_K = T_{w2} + 5\text{K}$ . Коэффициент вредного пространства компрессора  $c = 0,03$  и электромеханический КПД компрессора  $\eta_{эл.м} = 0,95$  приняты для полугерметичного поршневого компрессора. В качестве рабочих тел (РТ) для ТН выбраны экологически безопасные одно и многокомпонентные фреоны, удовлетворяющих международным требованиям по защите окружающей среды R-134a, R-134a/32 (в пропорции 50%/50%) и R-407C [5,6].

Параметры узловых точек рассчитаны по базе данных программы REFPROP Version 8.0 и CoolPack. В результате расчета были получены искомые значения показателя эффективности работы теплового насоса (коэффициента трансформации), характеризующего работу ТН по выработке тепловой энергии. При анализе полученных расчетных данных были построены следующие графики (рисунки 3, 4, 5).

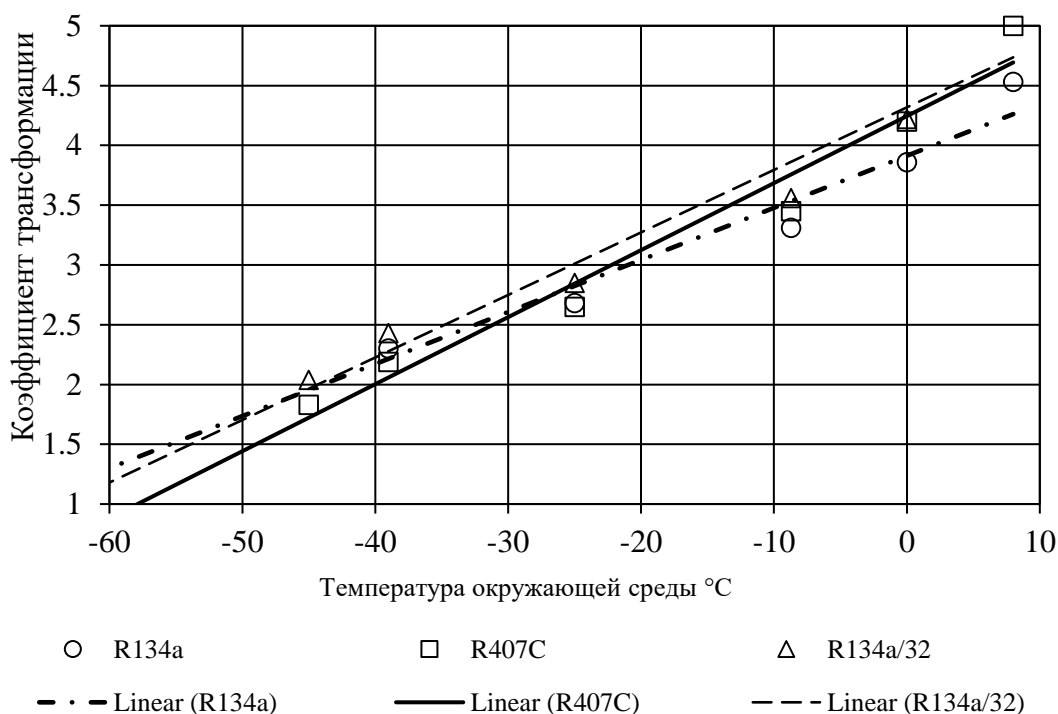


Рисунок 3. Зависимость коэффициента трансформации от температуры окружающей среды

Анализ графика (рисунок 3) показал увеличение коэффициента трансформации с повышением температуры наружного воздуха, однако большого различия между эффективностью применения однокомпонентных и многокомпонентных фреонов в циклах ТН не наблюдается. Малое отличие от R134a объясняется наличием в исследуемых смесях данного фреона в количестве больше или равно 50 %.

При рассмотрении графика на рисунке 4 можно сделать вывод, что коэффициент трансформации увеличивается с увеличением температурного коэффициента регенерации тепла в регенеративном теплообменнике. Так же нужно обратить внимание на то что эффективнее использовать регенеративный теплообменник при работе теплового насоса на фреоне R134a и R407C по сравнению с двухкомпонентным R134a/R32.

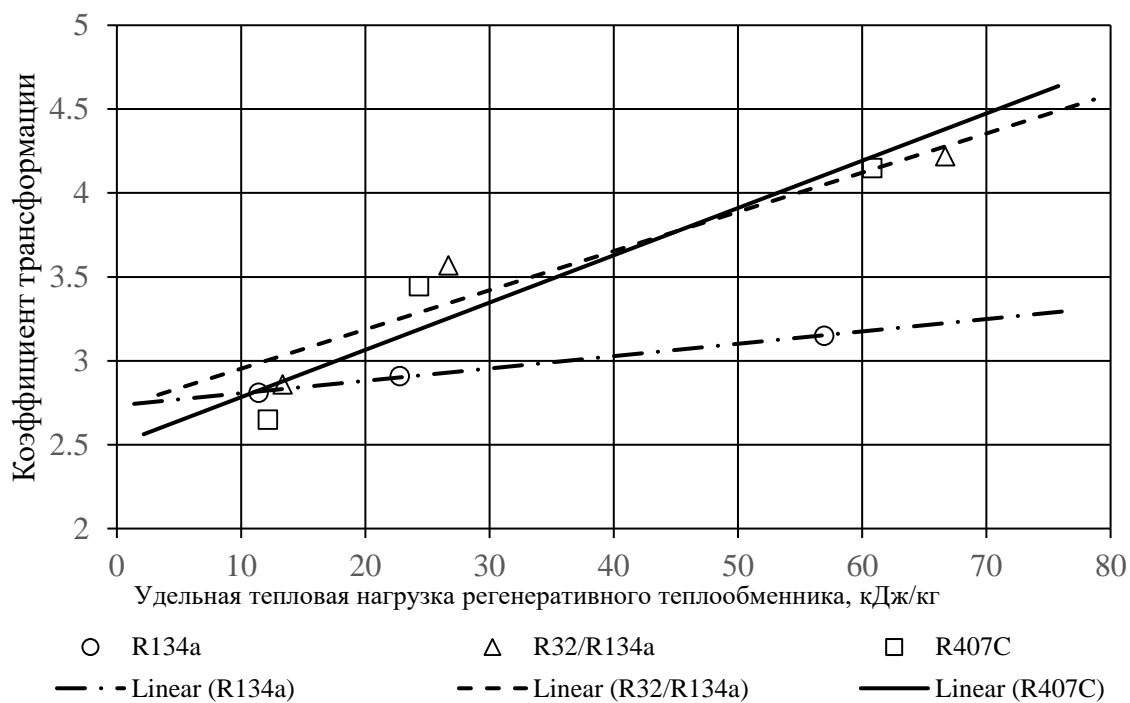


Рисунок 4. зависимость коэффициента трансформации от удельной тепловой нагрузки регенеративного теплообменникаТН

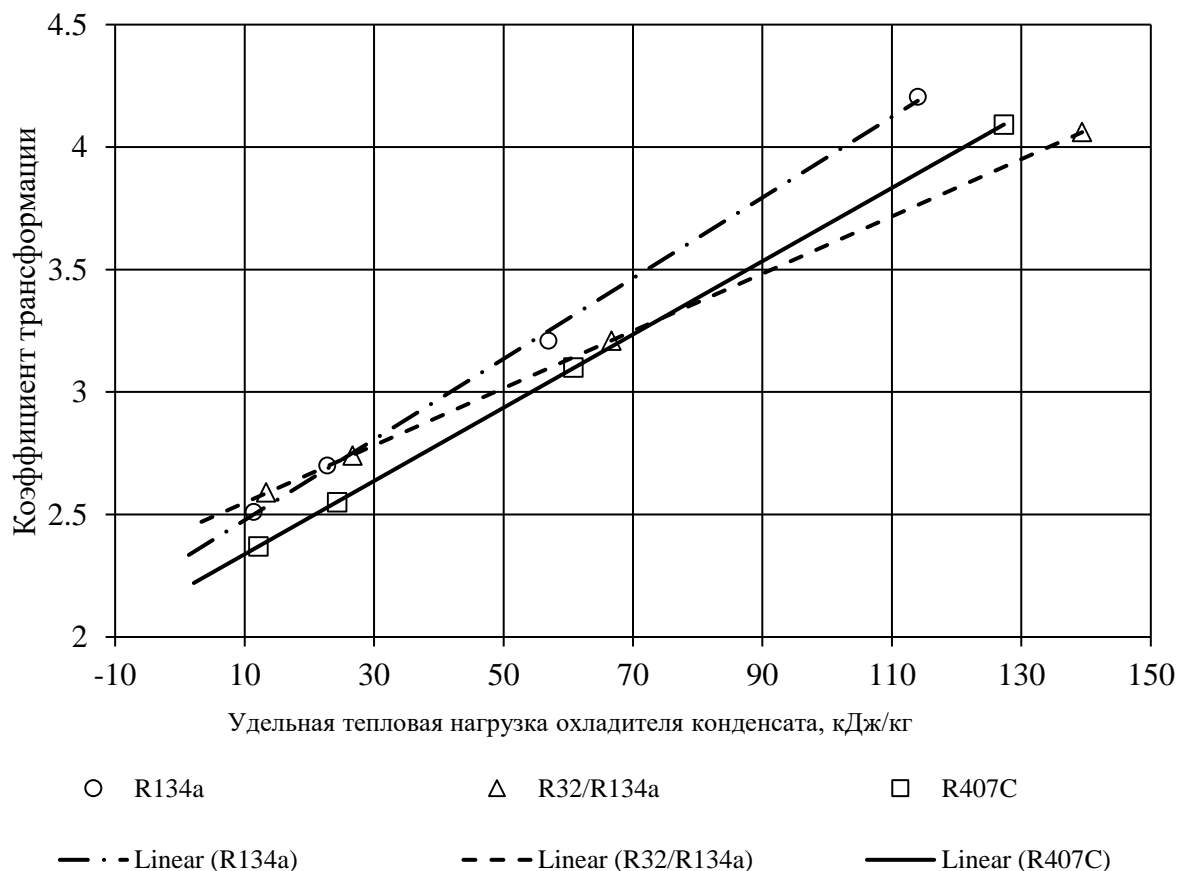


Рисунок 5. Зависимость коэффициента трансформации от удельной тепловой нагрузки охладителя конденсата ТН

Из графика на рисунке 5 следуют вывод что коэффициент трансформации увеличивается с увеличением теплосъёма на ГВС, но более интенсивнее на однокомпонентном холодильном агенте.

В результате проведенных исследований можно прийти к выводу, что при изменении конструкции теплового насоса в зависимости от увеличения либо уменьшения тепловой нагрузки ГВС и РТ влияют на коэффициент трансформации результаты данной работы могут быть использованы при проектировании и оптимизации условий работы теплонасосных установок.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Развитие альтернативных источников энергии в мире: медленно, но неотвратно [Электрон.ресурс] - URL: <http://www.chuchotezvous.ru/science-evolution/1628.html> (дата обращения: 15.01.2019).
2. Послание Президента Республики Казахстан Н.Назарбаева народу Казахстана. 5 октября 2018 г. // <http://www.akorda.kz/> URL
3. Елистратов С. Л. Комплексное исследование эффективности тепловых насосов: дис. ... д-р технич. наук: 01.04.14. - Новосибирск, 2010.
4. А.В.Клименко, В.М.Зорина Теоретические основы теплотехники. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 528 с.
5. Цветков О.Б., Бараненко А.В., Лаптев Ю.А., Сапожников С.З., Ховалыг Д.М., Пятаков Г.Л. Озонабезопасные хладагенты // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование». 2014. №3.
6. Калнинь И.М., Малафеев И.И. Проблема выбора рабочего вещества для применения в высокотемпературных тепловых насосах // Холодильная техника . - 2014. - №12.

УДК 663.674

### TRENDS OF THE INTENSIFICATION OF NUCLEATION PROCESS IN THE ICE CREAM PRODUCTION

#### НАПРАВЛЕНИЯ ИНТЕНСИФИКАЦИИ НУКЛЕАЦИИ В ПРОИЗВОДСТВЕ МОРОЖЕНОГО

<p><b>Tvorogova A.A.<sup>a</sup></b>, Doct. Tech. Sc.  <b>Shobanova T.V.<sup>b</sup></b>, postgraduate  <b>Landikhovskaya A.V.<sup>c</sup></b>,  <b>Sitnikova P.B.</b>, Cand. Tech. Sc.  <b>Gurskiy I.A.</b></p>	<p><b>Творогова А. А.<sup>a</sup></b>, докт. тех. наук  <b>Шобанова Т.В.<sup>b</sup></b>, аспирант  <b>Ландиховская А. В.<sup>c</sup></b>,  <b>Ситникова П. Б.</b>, канд. тех. наук  <b>Гурский И.А.</b></p>
<p>All-Russian Scientific Research Institute  of Refrigeration Industry – branch of V.M. Gorbatov  Federal Research Center  for Food Systems of Russian Academy of Science  Russia, 127422, Moscow, Kostyakova, 12</p>	<p>Всероссийский научно-исследовательский  институт холодильной промышленности –  филиал ФГБНУ «ФНЦ пищевых систем  им. В. М. Горбатова» РАН  Россия, 127422, Москва, ул. Костякова, 12</p>
<p><b>E-mail:</b> a – <a href="mailto:antvorogova@yandex.ru">antvorogova@yandex.ru</a>; b – <a href="mailto:t.shobanova@yandex.ru">t.shobanova@yandex.ru</a>; c – <a href="mailto:anna.landih@yandex.ru">anna.landih@yandex.ru</a></p>	

#### Abstract

The peculiarity of nucleation in the production of ice cream as a process of the first stage of freezing is shown. The results of studies to substantiate the intensification of nucleation with the increasing of the rate of freezing in nitrogen and using the effect of the presence of particles initiating nucleation: such as a finely divided phase of fat, an insoluble stabilizer (microcrystalline cellulose) and coagulated protein are given. It was found that during immersion freezing of the ice cream mixture in nitrogen and in presence of microcrystalline cellulose and coagulated protein during freezing of the mixtures, a high dispersion of ice crystals (less than 50 μm) is retained during subsequent hardening and storage for 6 months at a temperature not higher than minus 18°C.

#### Аннотация

Показана особенность нуклеации в производстве мороженого как процесса первой стадии замораживания, в частности фризирования. Приведены результаты исследований по обоснованию интенсификации нуклеации при увеличении скорости замораживания в азоте и использования эффекта присутствия частиц – инициаторов нуклеации: высокодисперсной фазы жира, нерастворимого стабилизатора (микрористаллической целлюлозы) и коагулированного белка. Установлено, что

при иммерсионном замораживании смеси для мороженого в азоте и при наличии микрокристаллической целлюлозы и коагулированного белка при фризеровании смесей высокая дисперсность кристаллов льда (менее 50 мкм) сохраняется при последующем закаливании и хранении в течение 6 мес. при температуре не выше минус 18°C.

### **Введение**

Законодательством Таможенного союза регламентируются термин и определения мороженое – «... взбитые, замороженные и потребляемые в замороженном виде сладкие молочные продукты, молочные составные продукты, молокосодержащие продукты». Признаки мороженого «замороженный» и «взбитый» в значительной степени определяет специфику этого продукта.

Процесс замораживания в производстве мороженого состоит из 3-х последовательных стадий: частичное замораживание в процессе фризирования до температуры минус 4...7 °С специально приготовленной смеси (получается мягкое мороженое), замораживание (закаливание) мягкого мороженого до температуры минус 12...18 °С в скороморозильной камере и дозамораживание в морозильной камере до температуры не выше минус 18°C, если в процессе закаливания мороженого эта температура не была достигнута.

Мороженоесчитается готовым продуктом при достижении им температуры минус 18°C [0, 0]. Замораживание позволяет, прежде всего, создать типичную для мороженого плотную консистенцию и характерную для этого продукта структуру. Стабильная структура мороженого достигается в том случае, если основные структурные составляющие мороженого – жир, кристаллы льда и воздушные пузырьки имеют оптимальные размеры, которые в процессе хранения не изменяются. В частности, кристаллы льда органолептически не ощущаются, если их размер не превышает значения 50 мкм [0].

На размер кристаллов льда в мороженом в значительной степени влияет процесс фризирования. В этот период образуется большое число центров кристаллизации в результате переноса вращающимися лопастями мешалки кристаллов льда от стенки фризера, где они создаются, в массу продукта. Фризирование – это единственный процесс в производстве мороженого, при проведении которого создаются центры кристаллизации.

При закаливании мороженого – процессе, следующем за фризированием, кристаллообразование влаги затруднено из-за эффекта переохлаждения. Поэтому новые кристаллы льда не образуют собственных центров кристаллизации и располагаются на уже существующих центрах кристаллизации. Чем больше центров кристаллизации образовалось в процессе фризирования, тем более мелкими будут кристаллы льда в мороженом [0].

Таким образом, интенсификация нуклеации на стадии первичного замораживания смеси для мороженого во фризере является наиболее эффективным способом создания высокодисперсной фазы льда. Можно предположить, что интенсифицировать нуклеацию можно путем увеличения скорости замораживания на его начальной стадии с достижением оптимальной (не менее 50 %) доли вымороженной воды и при использовании частиц – инициаторов нуклеации.

### **Объекты и методы исследования**

Объектами исследований являлись мороженое пломбир и смеси для его производства, молочное мороженое, кисломолочное мороженое с йогуртом, мороженое йогуртное, синергетическая композиция с карбоксиметилцеллюлозой натриевой солью (КМЦ) и микрокристаллической целлюлозы (МКЦ).

Научные исследования проведены на базе ВНИИХИ с использованием современных методов:

- ротационной вискозиметрии (вискозиметр Брукфилда с программным управлением) – для определения динамической вязкости смеси;
- микроструктурного (микроскоп CX41RF (Япония) со встроенной фотокамерой и программным управлением) – для изучения состояния жировой фазы и кристаллов льда продукта;
- определение взбитости мороженого по ГОСТ 31457-2012.

При производстве кисломолочного мороженого смесь ферментировали с использованием заквасочных культур *Str. thermophilus* *Lactobacillus delbrueckii subsp. bulgaricus* при температуре 40...43 °С в течение 4...6 ч.

### **Результаты и их обсуждение**

#### *Исследование влияния на нуклеацию иммерсионного замораживания в азоте*

Учитывая, что форма и размер кристаллов льда может зависеть от скорости замораживания, при проведении этого процесса использовали жидкий азот, температура кипения которого при атмосферном давлении – минус 196°C [0]. Такой способ замораживания применяется при

изготовлении мороженого гранулированного промышленного производства и мягкого в сети общественного питания [0].

Иммерсионное замораживание в азоте применяли вместо фризирования на начальной стадии замораживания (период интенсивной нуклеации) до температуры продукта минус 4...5 °С и доли вымороженной воды 40-50 %. Такое состояние характерно для мягкого мороженого, реализуемого в сети общественного питания. Для получения закаленного мороженого использовали типичный для предприятий способ – замораживание в низкотемпературных камерах при температурах минус 18, 30 и 40 °С.

Взбивание и замораживание смеси для мороженого пломбир жидким азотом проводили следующим образом: в чашу миксера заливали готовую смесь для десерта и включали мешалку. По достижении продуктом необходимого объема в чашу миксера при работающей мешалке миксера вводили жидкий азот из трубопровода, соединенного с сосудом Дьюара. Количество подаваемого азота регулировалось специальным краном на трубопроводе.

Экспериментально установлено, что такой способ изготовления замороженного десерта способствует формированию мелких кристаллов льда, что подтверждено при микроскопировании специально приготовленных препаратов (рисунок 1).

Влияние быстрого замораживания жидким азотом на дисперсность кристаллов льда исследовали в смесях для мороженого пломбир с массовой долей жира 12 % (обр. №1), 15 % (обр. №2) и 20 % (обр. №3), в которых дополнительными центрами кристаллизации могут стать многочисленные суспендированные при охлаждении и замораживании частички жира. В связи с этим вероятность получения высокой дисперсности кристаллов льда без дополнительного введения стабилизаторов велика.

После проведения первой стадии замораживания азотом закаливание образцов продолжили в холодильных камерах при температуре -18, -30, -40 °С с целью установления влияния температуры на дисперсность структурных элементов. Во всех образцах, полученных при иммерсионном замораживании, дисперсность кристаллов льда даже через 6 месяцев хранения была выше их дисперсности в пломбире промышленного производства 1 месяца хранения.

Средний размер кристаллов льда не превышал 37 мкм при органолептической их ощутимости 50 мкм.

Установлено, что при температурах минус 30°С и минус 40°С дисперсность кристаллов льда в процессе хранения практически не менялась. При температуре минус 18°С изменения в дисперсности структурных элементов, даже в мороженом с наименьшей массовой долей жира 12 %, были незначительными (рисунок 2, таблица 1).

В ходе проведенных исследований выявлено положительное влияние жидкого азота на формирование и дисперсность структурных элементов мороженого, что позволяет использовать этот хладагент на начальной стадии замораживания и исключить процесс фризирования.

Кристаллы льда в образцах, полученных с использованием жидкого азота, характеризуются большим наличием острых углов, чем кристаллы, полученные обычным способом (при фризировании и дальнейшем закаливании).

Влияние частиц - инициаторов нуклеации рассмотрено на примере влияния частиц жира, нерастворимого гидроколлоида и коагулированного белка.

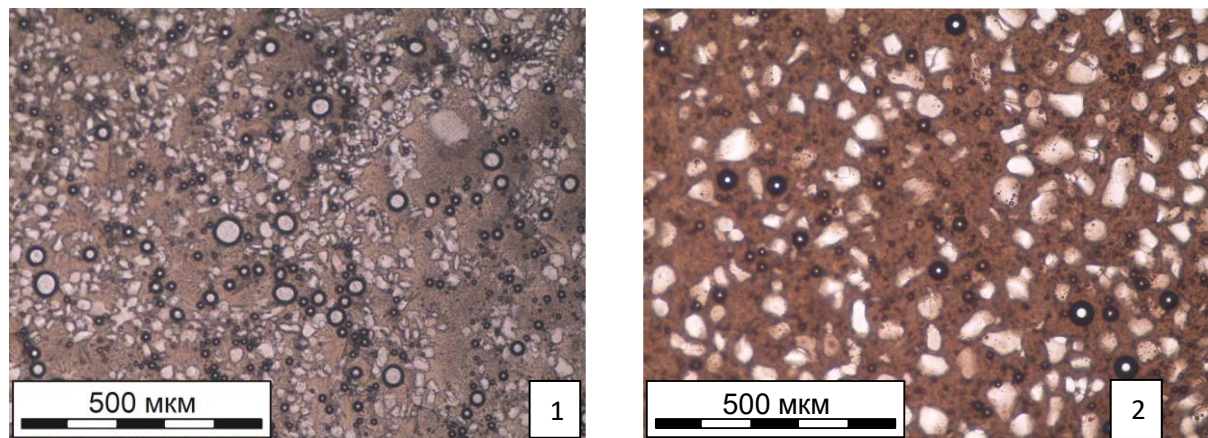


Рисунок 1 –Микрофотографии кристаллов льда в мороженом, полученном при замораживании жидким азотом (обр. 1) и во фризере (обр. 2)

Таблица 1 – Математическая зависимость распределения кристаллов льда по размерам в мороженом пломбир с м.д.ж 12 %

Срок хранения, мес	Зависимость	Коэффициент достоверности аппроксимации, R <sup>2</sup>
	Мороженое пломбир с м.д.ж. 12 %	
1	$y = -8E-07x^5 + 0,000x^4 - 0,006x^3 + 0,143x^2 - 0,555x$	0,978
3	$y = -6E-07x^5 + 9E-05x^4 - 0,005x^3 + 0,151x^2 - 0,923x$	0,981
6	$y = -6E-07x^5 + 8E-05x^4 - 0,005x^3 + 0,138x^2 - 0,828x$	0,984

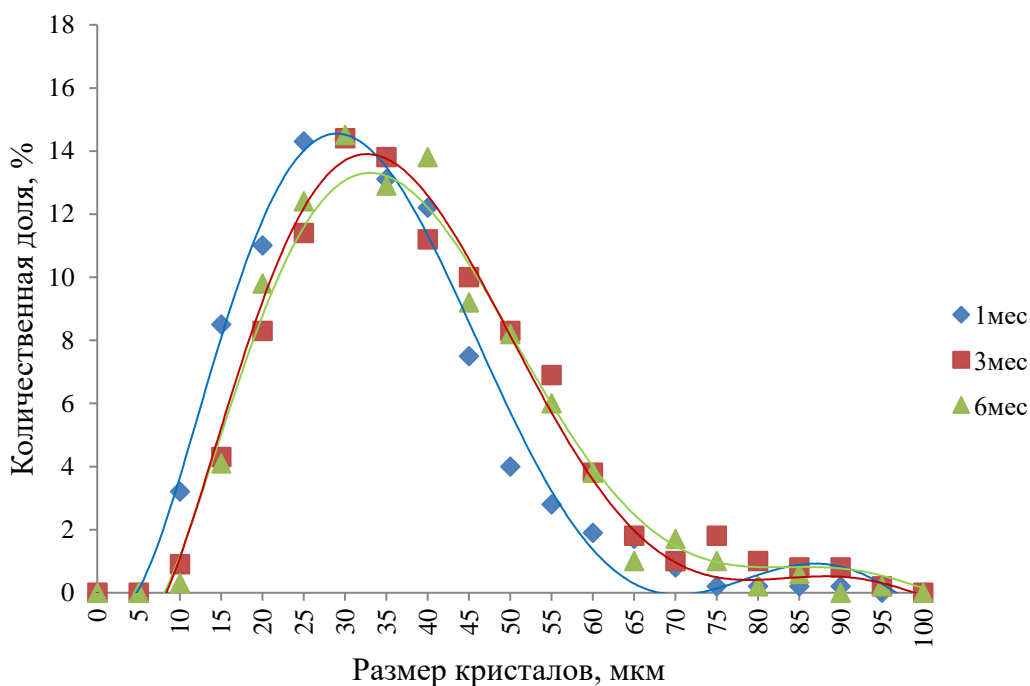


Рисунок 2– Распределение кристаллов льда по размерам в мороженом пломбир с м.д.ж. 12 % в процессе хранения при температуре минус 18°С

*Исследование влияния частиц жира на процесс нуклеации в мороженом*

Основное число частиц жира в мороженом характеризуется размером не более 1 мкм. При охлаждении смеси жир переходит из жидкого в твердое состояние, можно считать, что твердые частицы жира являются фазой суспензии. Следовательно, могут выступать в качестве частиц – инициаторов нуклеации. И чем больше будет такого рода частиц в продукте, тем больше будет центров кристаллизации.

Увеличить число частиц жира в мороженом можно путем повышения давления гомогенизации в одной и той же разновидности или производить продукцию с высокой массовой долей жира (не менее 15 %). Влияние жировой фазы на нуклеацию исследовали путем проведения сравнительной оценки распределения по размерам кристаллов льда в мороженом с массовыми долями жира 15 % (обр. 1) и 10 % (обр. 2) с одинаковой массовой долей сухих веществ. Для восполнения сухих веществ в продукте 10 % жирности использовали эритрит – натуральный подсластитель класса сахароспиртов, не оказывающий влияние на вязкость смесей (таблица 2).

Таблица 2 – Состав мороженого пломбира и сливочного

Показатели	Мороженое пломбир	Сливочное мороженое
Массовая доля сухих веществ, %, не менее, в т.ч.:	39,38	39,18
молочного жира	15,0	10,0
СОМО	10,0	11,0
сахарозы	14,0	14,0
сухих веществ эритритола	–	3,8
сухих веществ стабилизатора	0,38	0,38

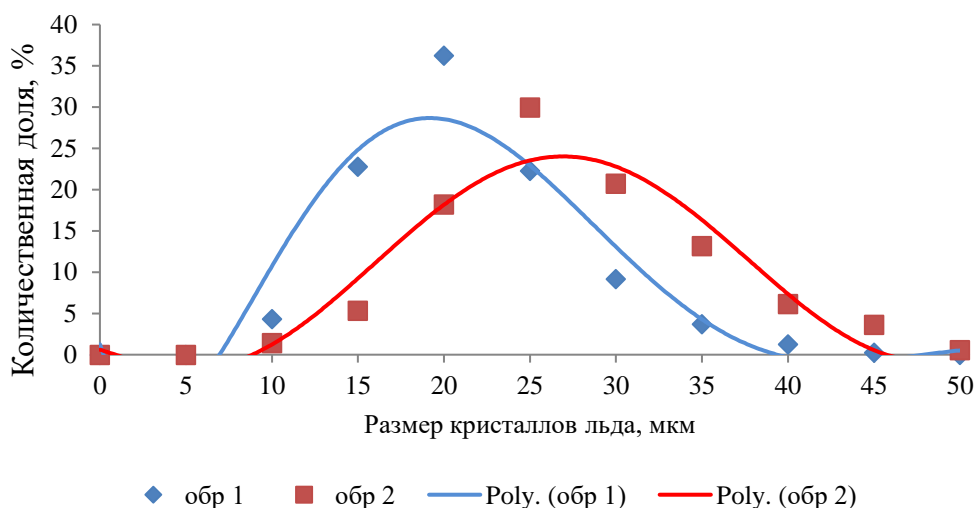


Рисунок 3 – Распределение по размерам кристаллов льда в мороженом пломбире (обр.1) и сливочном (обр.2)

Распределение кристаллов льда по размерам показало, что дисперсность кристаллов в мороженом пломбир значительно выше, чем в сливочном (рисунок 3).

Как следует из данных рисунка 3, основное количество кристаллов льда в мороженом пломбир характеризуются размером менее 30 мкм, в сливочном – менее 40 мкм.

#### *Исследование влияния на нуклеацию частиц суспензии стабилизатора*

Высокомолекулярные компоненты, применяемые в производстве мороженого, стабилизаторы могут оказывать на нуклеацию прямое и косвенное влияние. Непосредственно могут влиять стабилизаторы, полностью нерастворимые, а косвенно - стабилизаторы, применяемые при оптимальной концентрации, находящиеся в коллоидной степени дисперсности и повышающие вязкость. В качестве компонентов, влияющих на нуклеацию, использовали синергетическую композицию КМЦ и МКЦ.

Микрокристаллическая целлюлоза представляет собой очищенную целлюлозу (в кристаллической форме), получаемую по реакции кислотного гидролиза волокнистой целлюлозы. Этот материал высушивают до чистой тонкодисперсной формы (для порошковых сортов) или обрабатывают совместно с водорастворимым полимером (например, целлюлозной камедью), действующим как барьерный диспергатор так, что сополимер может быть легко диспергирован в воде при перемешивании с высокой скоростью сдвига. Эта дисперсия будет воссоздавать коллоидную форму микрокристаллической целлюлозы. Такие коллоидные дисперсии обладают совершенно особыми свойствами по сравнению с другими растворимыми пищевыми гидроколлоидами – они суспендируют твердые вещества, регулируют рост кристаллов льда, стабилизируют эмульсии, модифицируют текстуру, термостойки и образуют стабильные пены [0].

Влияние МКЦ и КМЦ на нуклеацию исследовали на примере сливочного мороженого, композицию использовали в количестве 0,93 %.

Учитывая влияние давления гомогенизации на дисперсность жировой фазы и ее взаимосвязь с дисперсностью кристаллов льда, гомогенизацию смесей проводили при оптимальном давлении гомогенизации 16 МПа на первой ступени и 4 МПа на второй ступени. Эффективная вязкость смеси после созревания составила 258 мПа·с, взбитость мороженого при выгрузке из фризера при температуре минус 4,2 °С – 89 %. Полученные данные характерны для сливочного мороженого с массовой долей жира 10 %.

Таблица 3 – Изменение микроструктурных элементов в процессе хранения мороженого

Срок хранения	Кристаллы льда		
	Средний размер, мкм	Доля, %, с размером	
		До 50 мкм	До 70 мкм
После закаливания	31	98	100
1 месяц	31	97	100
3 месяца	39	85	99

Исследовали влияние МКЦ+КМЦ на дисперсность кристаллов льда в процессе хранения. Результаты исследований приведены в таблице 3.

Как следует из данных табл., после закаливания образцов средний диаметр кристаллов льда составил 31 мкм. Через 1 месяц хранения средний размер кристаллов льда практически не изменился, а через 3 месяца увеличился в 1,25 раза и составил 39 мкм, что значительно меньше порога органолептической осужимости. Таким образом, можно предположить, что использование комплекса МКЦ+КМЦ способствует образованию мелких кристаллов льда.

*Исследование влияния коагулированного белка на дисперсность кристаллов льда в кисломолочном мороженом*

Производство кисломолочного мороженого включает процесс ферментации смеси или введение готовых кисломолочных продуктов. В том и другом случае в кисломолочном мороженом присутствует молочный белок в коагулированном состоянии. При микроскопировании окрашенных препаратов кисломолочного мороженого установлено, что коагулированный белок в нем распределяется по всему объему продукта в виде суспендированных частиц (рисунок 4). Следовательно, подобно микрокристаллической целлюлозе, может являться центром, инициирующим нуклеацию.

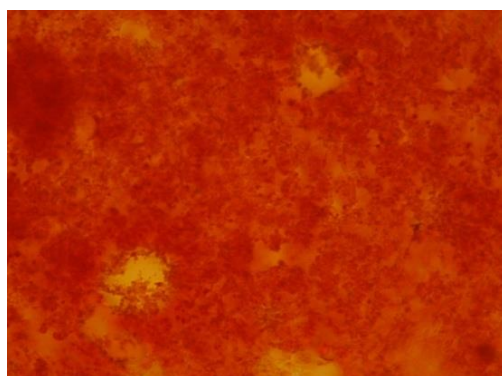


Рисунок 4 – Распределение коагулированного белка в кисломолочном йогуртном мороженом (увеличение микроскопа в 400 раз)

Исследована дисперсность кристаллов льда в мороженом с одной и той же массовой долей сухих веществ и жира: без ферментации (молочное, обр. 1), кисломолочное с йогуртом (30 % ферментированной основы, обр. 2) и йогуртном (70 % ферментированной основы, обр. 3). Установлено, что дисперсность кристаллов льда, определяемая по их наибольшему линейному размеру, наибольшая в продукте, содержащем 70 % ферментированной основы (рисунок 5).

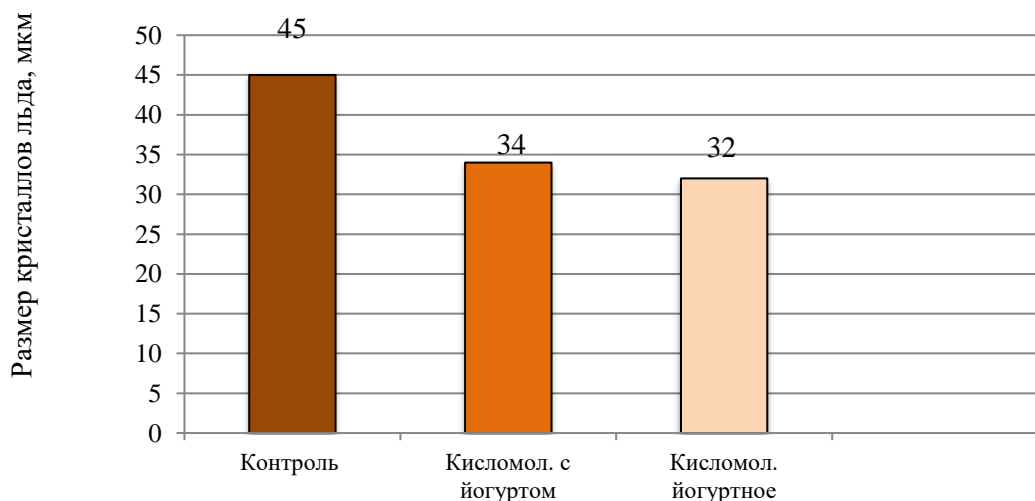


Рисунок 5 – Средний размер кристаллов льда в мороженом: молочном (контроль) и кисломолочном с йогуртом и йогуртном



Как следует из данных, приведенных на рисунке 5, размер кристаллов льда в молочном мороженом в 1,4 раза больше, чем в кисломолочном йогуртном мороженом, что с учетом одинаковой массовой доли вымороженной воды и возможности образования центров кристаллизации только при фризеровании, свидетельствует о большем числе центров кристаллизации в кисломолочном продукте.

#### **Заключение**

Экспериментально обоснована возможность инициирования нуклеации при производстве мороженого на первой стадии замораживания (вымораживания до 50 % влаги) путем иммерсионного замораживания в азоте и использования частиц – инициаторов нуклеации. Замена процесса замораживания во фризере иммерсионным замораживанием при последующем закаливании позволяет значительно повысить дисперсность кристаллов льда, что может быть использовано в технологии различных десертов с целью достижения высоких органолептических показателей и увеличения срока их годности. В качестве частиц-инициаторов нуклеации возможно применение частиц стабилизаторов, дополнительно вводимых в продукт, и структурных элементов продукта частиц жира и коагулированного белка в кисломолочном мороженом. Путем управления дисперсностью и содержанием жировой фазы и процессом ферментации возможно регулирование дисперсности кристаллов льда в мороженом различного срока годности.

#### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Коновалова, Т. В. Исследование особенностей формирования структуры мороженого в среде жидкого азота / Т. В. Коновалова, А. А. Творогова // Холодильная техника. – 2017. – №1. – С. 58–64.
2. Творогова, А. А. Состояние кристаллов льда в традиционном мороженом при хранении / А. А. Творогова, Т. В. Коновалова, А. В. Спиридонова, И. А. Гурский // Молочная промышленность. – 2016. – №8. – С. 57–58.
3. Творогова, А. А. Научные рекомендации по стабилизации структуры мороженого / А. А. Творогова. – М.: Изд-во Россельхозакадемии. – 2003. – 46 с.
4. Food stabilisers, thickeners, and gelling agents / edited by Alan Imeson. – Blackwell Publishing Ltd, 2010. – 368 p. – ISBN 978-1-4051-3267-1.
5. Мороженое / Г. Д. Гофф, Р. У. Гартел. – 2-е издание., перераб. и доп. – Пер. с англ. 7-го изд. – Спб.: Профессия, 2016. – 540 с. – ISBN 978-5-904757-90-8.
6. Goff, H. D. Ice Cream and Frozen Desserts: Manufacture // Encyclopedia of Dairy Sciences. – 2011. – P.899–904. – DOI:10.1016/b978-0-08-100596-5.00832-5.
7. Fellows, P. J. Freezing // Food Processing Technology. – 2009. – P. 650–686. – DOI:10.1533/9781845696344.4.650.

УДК 621.56/.59

### **INCREASING THE ENERGY EFFICIENCY OF REFRIGERATING MACHINES BY USING A COMBINED COOLING SYSTEM WITH A ZONE AIR CONDENSER BLOWING SYSTEM**

### **ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН ПРИМЕНЕНИЕМ КОМБИНИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ С ЗОНАЛЬНОЙ СИСТЕМОЙ ОБДУВА ВОЗДУШНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ**

<b>Yusha V.L.</b> <sup>1a</sup> , Doct. Tech. Sc., professor <b>Filkin N.Yu.</b> <sup>1b</sup> , Cand. Tech. Sc. <b>Fot A.N.</b> <sup>1c</sup> , Cand. Tech. Sc.	<b>Юша В.Л.</b> <sup>1a</sup> , канд. тех. наук <b>Филькин Н.Ю.</b> <sup>1b</sup> , канд. тех. наук <b>Фот А.Н.</b> <sup>1c</sup> , канд. тех. наук
1 – Omsk state technical university, Russia, 644050, Omsk, Mira, 11	1 – Омский государственный технический университет, Россия, 644050, Омск, Мира, 11
<b>E-mail:</b> a – yusha@omgtu.ru; b – finick@inbox.ru; c – hein@list.ru	

#### **Abstract**

The article is devoted to the issue of increasing the energy efficiency of the refrigeration machine due to the consistent installation of water and air cooling condensers using a zonal blowing system for the latter. A scheme of such a refrigerating machine is given and the principle of operation of the combined

condensation unit is described. The results of experimental studies are presented, showing the possibility of reducing the condensation pressure and the flow rate of cooling water in the condenser unit, which leads to an increase in the energy efficiency of the refrigeration machine. The advantages of using the zonal air condenser blowing system as part of the refrigeration machine with a combined condensation unit are considered, a schematic solution of such a system and the results of its tests are shown. A positive effect was obtained in terms of increasing the thermal power of the air condenser.

#### Аннотация

Статья посвящена вопросу повышения энергетической эффективности холодильной машины за счет последовательной установки конденсаторов водяного и воздушного охлаждения с применением зональной системы обдува для последнего. Приведена схема такой холодильной машины и описан принцип работы комбинированного узла конденсации. Представлены результаты экспериментальных исследований, показывающие возможность снижения давления конденсации и расхода охлаждающей воды в конденсаторном узле, что приводит к повышению энергоэффективности холодильной машины. Рассмотрены преимущества применения системы зонального обдува воздушного конденсатора в составе холодильной машины с комбинированным узлом конденсации, показано схемное решение такой системы и результаты ее испытаний. Получен положительный эффект в части повышения тепловой мощности воздушного конденсатора.

Холодильные машины, используемые на данных различных предприятиях в технологических процессах, наряду с прочими установками являются одними из крупнейших потребителей электроэнергии и водных ресурсов. Из-за меняющихся в течение года эксплуатационных параметров применение одного вида охлаждения конденсаторов, входящих в состав холодильных машин, не позволяет добиться наилучших эксплуатационных показателей. Применение комбинированного узла охлаждения, состоящего из последовательно установленных водяного и воздушного конденсатора, является новым шагом к повышению энергоэффективности холодильных машин. Благодаря такому решению в зимний период можно полностью отказаться от водяного охлаждения в пользу воздушного, тем самым сэкономив водные ресурсы, а в летний период – значительно сократить потребление воды на водяное охлаждение. В то же время применение в конденсаторах воздушного охлаждения зональной системы обдува, реализованной на базе коротких диффузоров с усовершенствованной проточной частью, позволит повысить эффективность их работы в части увеличения тепловой мощности вследствие роста разности температур хладагента на входе и выходе конденсатора.

Рассмотрим схему холодильной машины с узлом конденсации комбинированного охлаждения с последовательным включением конденсаторов (рисунок 1).

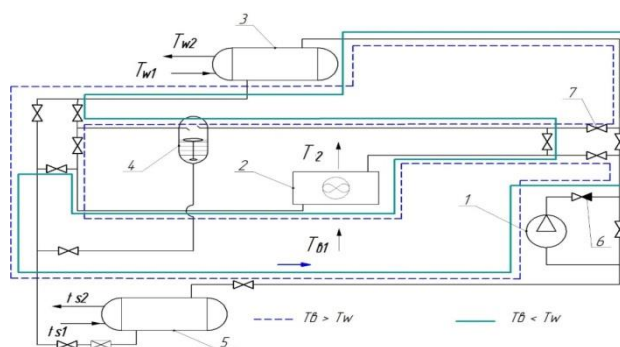


Рисунок 1 – Схема холодильной машины с узлом конденсации комбинированного охлаждения:

$T_b$  – температура охлаждающего воздуха;  $T_w$  – температура охлаждающей воды;  $ts_1$ ,  $ts_2$  – температуры продукта на входе и выходе испарителя; 1 – компрессор; 2 – конденсатор воздушного охлаждения; 3 – конденсатор водяного охлаждения; 4 – отделитель жидкости; 5 – испаритель

При последовательном соединении конденсаторов необходимо решить проблему отвода конденсата после первого конденсатора по ходу хладагента. Необходимость отвода конденсата после первого конденсатора объясняется опасностью затопления последующего конденсатора, а также существенными гидравлическими потерями при течении двухфазного потока хладагента в конденсаторе [1-4].

В схеме холодильной машины с последовательным соединением конденсаторов (рисунок 1) предусмотрена возможность изменять последовательность прохождения хладагента в конденсаторах,

что показано сплошной линией (охлаждение в водяном, затем в воздушном конденсаторе – прямая последовательность) и пунктирной (обратная последовательность).

При комбинированном охлаждении конденсаторов степень сухости холодильного агента на выходе из первого конденсатора может принимать значения от 0 до 1, поэтому количество сконденсированного хладагента может сильно изменяться. Для эффективного отвода сконденсированного хладагента используется отделитель жидкости (позиция 4 на рисунке 1).

Основным преимуществом комбинированной схемы узла конденсации является принципиальная возможность установить любое давление (температуру) конденсации, соответствующее диапазону текущих температур охлаждающих воды и воздуха. Это достигается перераспределением теплоты конденсации в необходимой пропорции между конденсаторами водяного и воздушного охлаждения.

Для оценки энергоэффективности такой схемы был проведен расчет для аммиачной холодильной установки с температурой кипения 269 К. Температуры охлаждающих сред приняты по статистическим данным для Омской области. В качестве граничного условия принята обязательная конденсация (хотя бы достижение насыщенного пара) в каждом конденсаторе. Конденсаторы водяного и воздушного охлаждения способны полностью снимать теплоту конденсации. Отдельные результаты расчетов представлены на рисунках 2-4.

Так, на рисунке 3 видно, что в условиях работы без компримирования хладагента (схема 0) давление конденсации соответствует давлению кипения, затем в схемах 1 и 2 происходит постепенное увеличение давления конденсации по мере роста температуры охлаждающих сред.

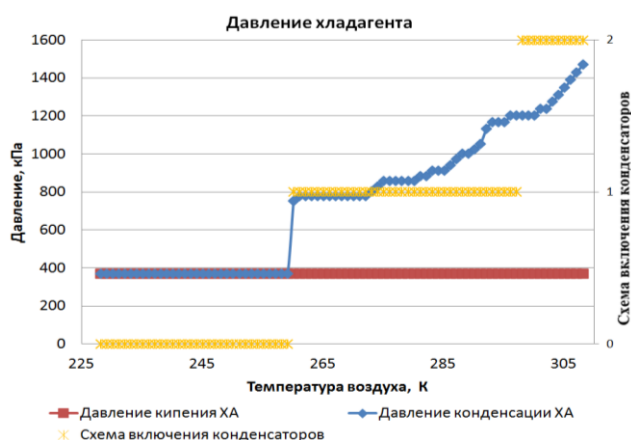


Рисунок 2 – Изменение давления хладагента холодильной машины при изменении распределения нагрузок между конденсаторами и изменении схемы включения конденсаторов: 0 – естественная циркуляция хладагента; 1 – последовательное включение конденсатора водяного, затем воздушного охлаждения; 2 – последовательное включение конденсатора воздушного, затем водяного охлаждения



Рисунок 3 – Удельные нагрузки на конденсаторы при изменении распределения нагрузок между конденсаторами и изменении схемы включения конденсаторов: 0 – естественная циркуляция хладагента; 1 – последовательное включение конденсатора водяного, затем воздушного охлаждения; 2 – последовательное включение конденсатора воздушного, затем водяного охлаждения

Давление конденсации (рисунок 2) обеспечивается перераспределением нагрузок, и (или) изменением схемы включения конденсаторов (рисунок 3), в зависимости от изменения температур охлаждающих сред (рисунок 4). Когда значения температур наружного воздуха низкие, то большая часть теплоты конденсации приходится на конденсатор воздушного охлаждения. Конденсатор воздушного охлаждения подключен вторым по ходу движения хладагента. По мере приближения температуры воздуха к температуре воды (рисунок 4) тепловая нагрузка перераспределяется в большей степени на конденсатор водяного охлаждения. В этот период особо заметен рост температуры конденсации, относительно температуры охлаждающих сред. Максимальные значения температур конденсации находятся в области равных значений температур воды и воздуха. После того, как значения температур охлаждающих сред уравнились происходит смена включения конденсаторов, вторым по ходу хладагента становится конденсатор водяного охлаждения. После этого рост температуры конденсации замедляется, как видно на рисунке 4.

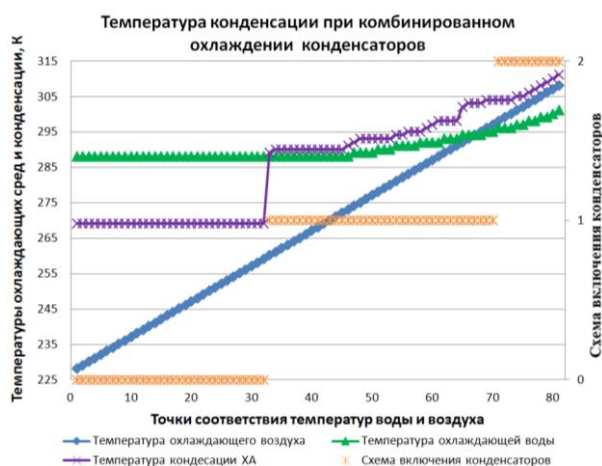


Рисунок 4 – Температура конденсации в узле комбинированного охлаждения конденсаторов при изменении распределения нагрузок между конденсаторами и изменении схемы включения конденсаторов: 0 – естественная циркуляция хладагента; 1 – последовательное включение конденсатора водяного, затем воздушного охлаждения; 2 – последовательное включение конденсатора воздушного, затем водяного охлаждения

В режиме работы с компримированием холодильного агента температура конденсации (рисунок 4) всегда выше самой высокой температуры охлаждающей среды. Такое поведение связано с принятым ограничением в расчетах о обязательной конденсации в каждом конденсаторе. Очевидно, что в диапазоне температур воздуха от 260 K и выше есть возможность обеспечить более низкое давление конденсации, если конденсатор водяного охлаждения будет работать как форконденсатор. То же касается и области температур выше 298 K, если перевести воздушный конденсатор в режим сбива теплоты перегрева.

Эффективность воздушного конденсатора на данном режиме работы может быть значительно повышена путем применения зональной системы обдува конденсаторов воздушного охлаждения.

Анализ существующих конструкций конденсаторов воздушного охлаждения холодильных машин показал, что в них, как правило, используется (а часто и вовсе отсутствует) очень короткий диффузор с отверстием для подвода охлаждающего воздуха с помощью вентилятора (рисунок 5) [5, 6].

В большинстве случаев соотношение площади отверстия для подвода воздуха к площади поверхности теплообменной секции, перпендикулярной набегающему потоку, составляет от 0,5 до 0,7, что не обеспечивает равномерное омывание теплообменной поверхности потоком охлаждающего воздуха и, как следствие, снижается эффективность конденсатора в целом [7]. Улучшения условий обдува по поперечному сечению трубной решетки конденсатора можно добиться увеличением относительной длины диффузора [8], однако в рассматриваемых случаях такое решение чаще всего неприменимо по критериям габаритных размеров.

Выполненный ранее упрощенный расчётно-теоретический анализ показал, что применение в конструкции воздушного теплообменного аппарата короткого диффузора с различными вариантами направляющих позволяет существенно повысить его эффективность, особенно в случае применения неравномерно установленных дополнительных направляющих [9]. Эти результаты явились обоснованием необходимости проведения экспериментального исследования воздушного конденсатора с коротким диффузором и дополнительными направляющими.

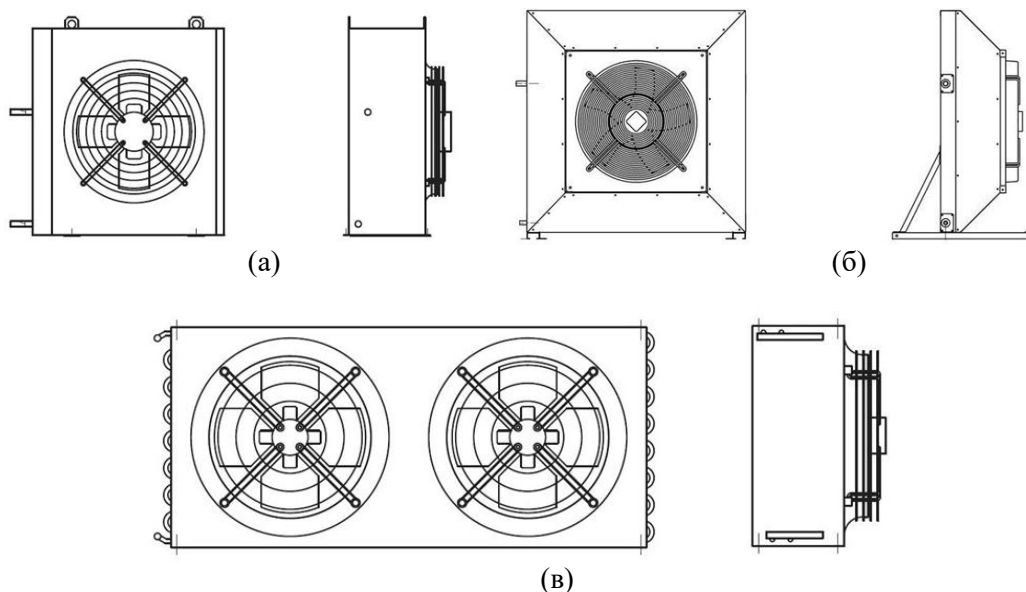


Рисунок 5 – Конденсаторы воздушного охлаждения: а, в – с плоской перегородкой; б – с коротким диффузором

Экспериментальное исследование эффективности применения коротких диффузоров в конструкции конденсатора воздушного охлаждения осуществлялось на стенде, сконструированном на базе конденсатора воздушного охлаждения холодильного агрегата L' unite Hermetique TAJ 4519 THR с фреоном R134a в качестве рабочего тела.

В ходе экспериментальных исследований рассматривались два варианта конструкции конденсатора: базовая, с плоской перегородкой, и усовершенствованная, с коротким диффузором и неравномерными направляющими (рисунок 6).

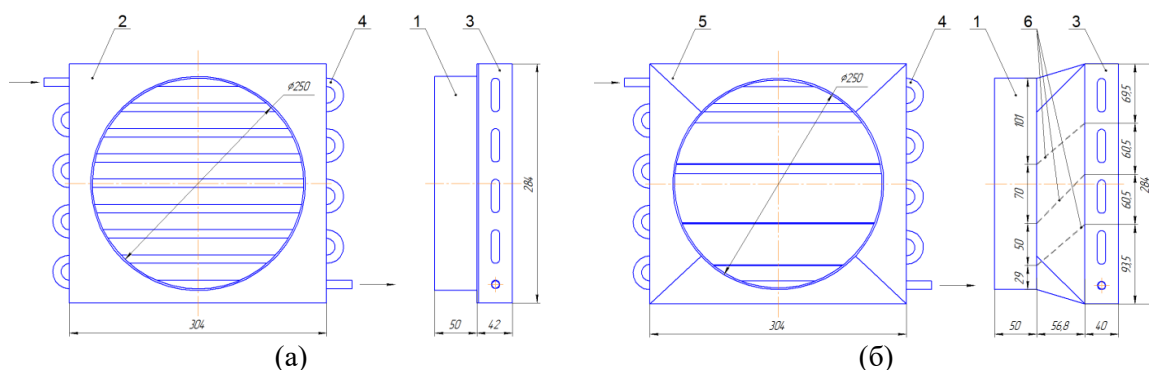


Рисунок 6 – Схема конденсатора воздушного охлаждения: а – базовая, с плоской перегородкой; б – усовершенствованная, с коротким диффузором и неравномерными направляющими; 1 – входной участок; 2 – плоская перегородка; 3 – корпус конденсатора; 4 – теплообменная секция; 5 – короткий диффузор; 6 – направляющие

Методика эксперимента предусматривала исследование эффективности конденсатора в диапазоне холодопроизводительности от 2 до 5,2 кВт, температуры охлаждающего воздуха от 20 до 60 °С при температуре кипения минус 5 °С. Давление конденсации определялось температурой охлаждающего воздуха на конденсаторе и изменялось в диапазоне от 910 до 1841 кПа.

По результатам экспериментальных исследований была построена графическая зависимость мощности конденсатора от температуры охлаждающего воздуха при различных конструкциях диффузора (рисунок 7).

Анализ зависимостей показал преимущество установки неравномерных направляющих в конструкции короткого диффузора по сравнению с базовым вариантом. Данное решение значительно увеличило мощность конденсатора (в среднем на 20-25%), причем с ростом температуры охлаждающего воздуха этот эффект становится более значительным, что позволяет поддерживать нормальную работу конденсатора даже при неблагоприятных внешних условиях.

Установка короткого диффузора с неравномерными направляющими приводит к росту гидравлического сопротивления конденсатора в целом, однако в абсолютном значении этот рост является незначительным (от 5 до 10 Па). Отсюда следует вывод, что для улучшения работы конденсатора воздушного охлаждения, особенно в районах с жарким климатом, рекомендуется установка короткого диффузора с неравномерными направляющими.

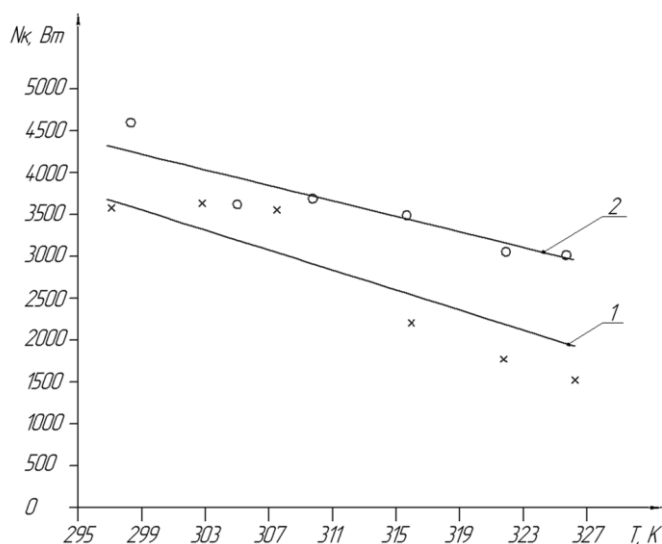


Рисунок 7 – Зависимость мощности конденсатора от температуры охлаждающего воздуха:  
1 – базовый вариант с плоской перегородкой; 2 - вариант с коротким диффузором и неравномерно установленными направляющими

Таким образом, применение комбинированного узла охлаждения в составе холодильной машины показывают возможность распределения нагрузок между конденсаторами, и как следствие, поддержание необходимого давления конденсации. Поскольку перераспределение теплоты конденсации обеспечивается изменением расходов охлаждающих сред, а результирующее давление конденсации определяет потребление энергии, затраченной на компримирование хладагента, то, комбинируя эти показатели, можно добиться минимальных ресурсных затрат на производство холода во всем диапазоне температур охлаждающих сред, тем самым повысив энергоэффективность холодильной машины. При этом применение зональной системы обдува воздушных конденсаторов позволит получить дополнительный прирост эффективности конденсации за счет неравномерного обдува, в особенности на режиме сбива теплоты перегрева.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Петров, Е. Т. Перспективные схемы хладоснабжения с конденсаторами воздушного охлаждения / Е. Т. Петров. – М. : АгроНИИТЭИММП, 1987. – 28 с.
2. Чумак, И. Г. Холодильные установки. Проектирование / И. Г. Чумак, Д. Г. Никульшина. – К. : Выща шк. Головное изд-во, 1988. – 280 с. – ISBN 5-11-000254-1.
3. Бараненко, А. В. Холодильные машины / А. В. Бараненко, Н. Н. Бухарин, В. И. Пекарев, Л. С. Тимофеевский ; под общ. ред. Л. С. Тимофеевского. – СПб : Политехника, 1997. – 992 с. – ISBN 5-7325-0372-2.
4. Теплообменное оборудование и системы охлаждения компрессорных, холодильных и технологических установок / И. А. Январев [и др.]. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2005. – 392 с.
5. Якобсон, В. Б. Малые холодильные машины / В. Б. Якобсон. – М. : Пищевая промышленность, 1977. – 367 с. – ISBN: 978-5-458-36386-0.
6. Зеликовский, И. Х. Малые холодильные машины и установки / И. Х. Зеликовский, Л. Г. Каплан. – М. : Агропромиздат, 1989. – 671 с. – ISBN 5-10-000203-4.
7. Гопин, С. Р. Воздушные конденсаторы малых холодильных машин / С. Р. Гопин, В. М. Шавра. – М. : Агропромиздат, 1987. – 151 с. – ISBN 5-10-000203-4.
8. Филькин, Н. Ю. Анализ влияния конфигурации диффузора на эффективность трубчато-ребристого теплообменника / Н. Ю. Филькин, А. А. Шипунова, А. Г. Россолова // Динамика систем, механизмов и машин. – 2014. – № 2. – С. 144-146.
9. Yusha, V. L. Theoretical analysis of short diffusers implementation efficiency in compact heat exchangers / V. L. Yusha, N. Y. Filkin, A. A. Shipunova // Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines-2014 (Omsk state technical university, Omsk, 2014). – <https://ieeexplore.ieee.org/document/7005653>.

УДК 621.58

**METHODS TO DETERMINE A DESIGN COOLING CAPACITY OF AMBIENT AIR  
CONDITIONING SYSTEMS IN CLIMATIC CONDITIONS OF UKRAINE AND KAZAKHSTAN**

**МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРОЕКТНОЙ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМ  
КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА В КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ  
УКРАИНЫ И КАЗАХСТАНА**

<p><b>Radchenko N.I.</b><sup>1a</sup>, Doct. Tech. Sc., professor <b>Trushliakov E.I.</b><sup>1</sup>, Cand. Tech. Sc., professor <b>Radchenko A.N.</b><sup>1</sup>, Cand. Tech. Sc., associate professor <b>Tsoy A.P.</b><sup>2</sup>, Cand. Tech. Sc., professor <b>Shchesiuk O.V.</b><sup>3</sup>, Cand. Tech. Sc., associate professor</p>	<p><b>Радченко Н.И.</b><sup>1a</sup>, док. тех. наук, профессор <b>Трушляков Е.И.</b><sup>1</sup>, канд. тех. наук, профессор <b>Радченко А.Н.</b><sup>1</sup>, канд. тех. наук, доцент <b>Цой А.П.</b><sup>2</sup>, канд. тех. наук, профессор <b>Щесюк О.В.</b><sup>3</sup>, канд. тех. наук, доцент</p>
<p>1 – Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ukraine, 054000, Mykolaiv, pr. Heroes of Ukraine, 9 2 – Almaty Technological University, Republic of Kazakhstan, 050012, Almaty, Tole Bi, 100 3 – Petro Mohyla Black Sea National University, Ukraine, 054003, Mykolaiv, 68 Desantnykiv Str., 10</p>	<p>1 – Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина, 054000, Николаев, пр. Героев Украины, 9 2 – Алматинский Технологический Университет, Республика Казахстан, 050012, Алматы, Толе би, 100 3 – Черноморский национальный университет им. Петра Могилы, Украина, 054003, Николаев, ул. 68 Десантников, 10</p>
<p><b>E-mail:</b> a – nirad50@gmail.com</p>	

**Abstract**

One of the reserves for improving the efficiency of air conditioning systems (ACS) is to ensure the operation of refrigeration compressors in nominal or close modes. In general, the overall range of current thermal loads of any ACS includes the range of unstable thermal loads associated with precooling of ambient air with significant fluctuations in thermal loads and a relatively stable range when cooling air from a certain intermediate (threshold) temperature to the target value. Obviously, a stable range can be ensured by the operation of a conventional compressor in closed to nominal mode, while precooling requires regulation of cooling capacity. To prove the effectiveness of proposed method of designing the performance of ACS has been analyzed in climatic conditions of Kazakhstan and Ukraine.

**Аннотация**

Одним из резервов повышения эффективности систем кондиционирования воздуха (СКВ) является обеспечение работы холодильных компрессоров в номинальном или близком к нему режимах. В общем случае весь диапазон текущих тепловых нагрузок любой СКВ включает диапазон нестабильных тепловых нагрузок, соответствующих охлаждению наружного воздуха со значительными колебаниями тепловых нагрузок, и сравнительно стабильную часть при охлаждении воздуха от определенной промежуточной (пороговой) температуры до требуемой. Очевидно, что стабильный диапазон может быть обеспечен работой обычного компрессора в близком номинальному режиме, тогда как предварительное охлаждение требует регулирования холодопроизводительности. Для подтверждения эффективности предложенного метода проектирования проанализирована работа СКВ в климатических условиях Казахстана и Украины.

**Введение**

Эффективность работы систем кондиционирования воздуха (СКВ) и их холодильных машин (ХМ) зависит от текущей тепловой нагрузки в соответствии с потребностями в охлаждении и продолжительности работы в течение года [1, 2]. Чем больше годовая выработка холода, тем более эффективно работает СКВ. Вполне правомерно принять годовую выработку холода в качестве критерия при выборе проектной (установленной) холодопроизводительности СКВ.

Рациональная проектная холодопроизводительность СКВ не должна быть завышенной и в то же время удовлетворять ее текущим расходам.

Поскольку тепловые нагрузки СКВ отличаются значительными колебаниями в соответствии с текущими климатическими условиями, то целесообразно уже на этапе проектирования распределить проектную величину общей холодопроизводительности СКВ на две зоны в соответствии с характером изменения текущей тепловой нагрузки: диапазон переменных тепловых нагрузок в соответствии с текущими затратами холодопроизводительности на тепловлажностную обработку наружного воздуха и диапазон относительно стабильной тепловой нагрузки, соответствующий дальнейшему более глубокому охлаждению воздуха от определенной пороговой (промежуточной) температуры до требуемой температуры охлажденного воздуха [3]. Если второй диапазон тепловых нагрузок обеспечивается работой холодильного компрессора в близком к номинальному режиме, то первый – применением компрессора с регулируемой холодопроизводительностью или использованием холода, аккумулированного при пониженных текущих тепловых нагрузках.

Высокой энергоэффективностью отличаются системы с регулируемым переменным расходом хладагента (Variable Refrigerant Flow – VRF), поскольку СКВ работают обычно в диапазоне 40...80% номинальной холодопроизводительности. Исследованию энергетической эффективности систем VRF посвящены многочисленные работы [4, 5], предложены практические рекомендации по ее повышению [6, 7]. Результаты моделирования систем VRF [8] показывают, что они позволяют сократить энергопотребление на 15–42% и 18–33% по сравнению с СКВ с переменным расходом воздуха. Метод расчета тепловой нагрузки СКВ здания и его сравнение с существующими приведены в [9]. Особенно эффективно применение систем VRF на частичных нагрузках [10, 11], характерных как для сезонной эксплуатации СКВ, так и в течение суток, поскольку большая часть времени приходится на диапазон нагрузок от 40% до 80% номинальной [12, 13]. Благодаря регулированию расхода хладагента системы VRF обладают намного большим потенциалом энергосбережения, чем центральные СКВ [14]. Режимы нагрузки при прерывистом и непрерывном кондиционировании воздуха типичного помещения исследованы авторами [15].

Работа системы VRF с вентиляцией и рекуперацией теплоты исследована в [16], а с системой предварительной обработки наружного воздуха – в [17]. Оценка комфортных условий в помещениях и энергопотребления системы VRF проведена в [18, 19], а с тепловым насосом-осушителем – в [20, 21].

Некоторые из технических решений и методологических подходов, разработанных для систем охлаждения на базе теплоиспользующих холодильных машин могут быть успешно применены и для традиционных парокомпрессионных СКВ, в частности, испарительного [22] и двухступенчатого охлаждения воздуха [3, 23], а также методы определения рациональной проектной холодопроизводительности в соответствии с текущими тепловыми нагрузками [24, 25].

Однако проблема выбора рациональной проектной холодопроизводительности (тепловой нагрузки) СКВ и ее распределения согласно текущим тепловым нагрузкам в соответствии с переменными климатическими условиями требует решения.

Целью исследования является анализ различных подходов к определению проектной холодопроизводительности СКВ и её распределения в соответствии с текущими нагрузками в климатических условиях Украины и Казахстана.

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

Объектом исследования являются системы кондиционирования наружного воздуха, отличающиеся значительными колебаниями тепловых нагрузок в соответствии с климатическими условиями эксплуатации, для которых весьма остро стоит проблема выбора рациональной проектной холодопроизводительности, обеспечивающей покрытие ее текущих затрат при минимальной установленной мощности, соответственно, и стоимости холодильных машин.

Эффективность эксплуатации СКВ и их ХМ зависит от тепловой нагрузки  $Q_0$  и продолжительности эксплуатации  $\tau$  в течение года. Поэтому в качестве показателя эффективности СКВ принята годовая выработка холода в соответствии с его текущими затратами на кондиционирование воздуха, которую рассчитывают суммируя текущие затраты:  $\sum(Q_0 \cdot \tau)$ . С целью распространения результатов расчетов на СКВ разной холодопроизводительности  $Q_0$ , соответственно и разного расхода воздуха  $G_b$  через ВО, ее представляют в относительном виде как удельную холодопроизводительность  $q_0 = Q_0 / G_b$ , кВт/(кг/с), или кДж/кг, приходящуюся на единицу массового расхода воздуха:  $G_b = 1$  кг/с.

Значения годовой удельной выработки холода  $\sum(q_0 \cdot \tau)$ , кДж/(кг/ч) или кДж·ч/кг:

$$\sum(q_0 \cdot \tau) = \sum \frac{Q_0 \cdot \tau}{G_b},$$



где  $Q_0$  – текущая тепловая нагрузка (текущие затраты холодопроизводительности), кВт,  $\tau$  – промежуток времени, ч;  $G_B$  – массовый расход воздуха через воздухоохладитель (ВО), кг/с.

Удельная холодопроизводительность  $q_0$ , кДж/кг:

$$q_0 = \xi \cdot c_{\text{вл}} \cdot (t_{\text{нв}} - t_{\text{в2}}),$$

где  $\xi$  – коэффициент влаговываждения;  $t_{\text{нв}}$  – текущая температура наружного воздуха, °С;  $t_{\text{в2}}$  – температура охлажденного воздуха, °С;  $c_{\text{вл}}$  – удельная теплоёмкость воздуха, кДж/(кг·К).

Соответственно годовую выработку холода ХМ в соответствии с его затратами на СКВ  $\sum(q_0 \cdot \tau)$ , кДж/(кг·ч) или кДж·ч/кг, рассчитывают также в удельных величинах (для единичного расхода воздуха через ВО  $G_B = 1$  кг/с):

$$\Sigma(q_0 \cdot \tau) = \Sigma \frac{Q_0 \cdot \tau}{G_B},$$

где  $Q_0$  – текущая тепловая нагрузка на ВО СКВ (текущая холодопроизводительность ХМ), кВт,  $\tau$  – промежуток времени, ч;  $G_B$  – массовый расход воздуха через ВО.

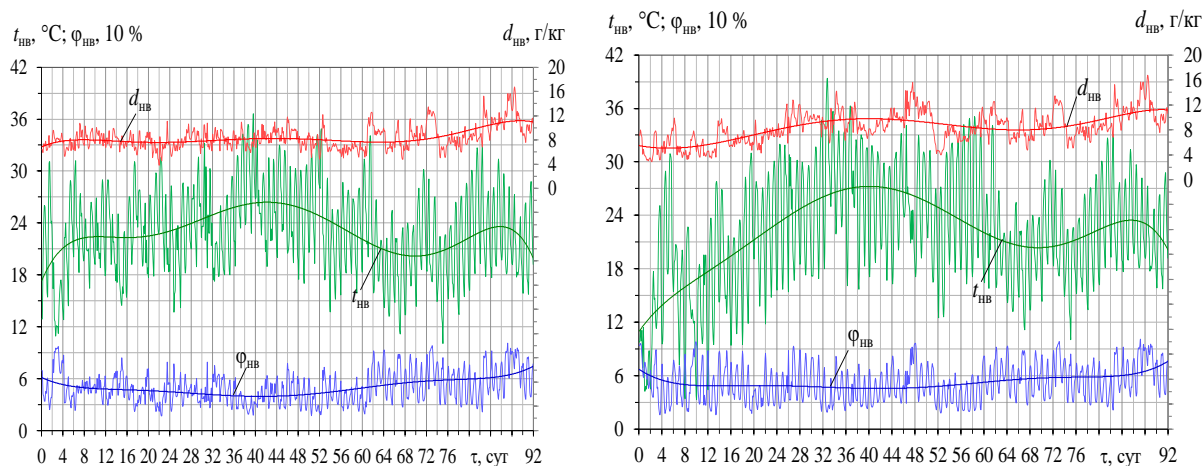
Разработаны два метода определения проектной холодопроизводительности (тепловой нагрузки) СКВ – исходя из максимальных значений годовой выработки холода в соответствии с его текущими затратами на СКВ и максимального темпа ее приращения.

При тепловой нагрузке, рассчитанной вторым методом, максимальная годовая выработка холода также возможна, но уже путем покрытия дефицита холодопроизводительности при повышенных текущих тепловых нагрузках за счет избыточного холода, аккумулируемого при пониженных нагрузках.

Дальнейшим развитием метода проектирования СКВ стало разделение общей проектной тепловой нагрузки (холодопроизводительности), рассчитанной любым из методов, на две составляющие: первую, приходящуюся на предварительную тепловлажностную обработку наружного воздуха и отличающуюся значительными ее колебаниями в соответствии с текущими параметрами воздуха, и вторую составляющую, характеризующую сравнительно постоянной тепловой нагрузкой последующего более глубокого охлаждения воздуха до заданной температуры.

### Результаты и их обсуждение

Параметры наружного воздуха значительно изменяются во время работы СКВ и существенно зависят от региона эксплуатации. Для сравнения результатов исследования рассмотрены климатические условия Казахстана (г. Алматы и г. Актобе) и юга Украины (г. Южноукраинск). Для южного региона Украины характерен умеренно континентальный климат, тогда как для Актыбинской области – резко выраженный континентальный климат, а для г. Алматы характерен континентальный климат со значительным влиянием горно-долинной циркуляции. На рис. 1 представлены текущие климатические условия для выбранных регионов (июнь-август 2018 года).



(а)

(б)

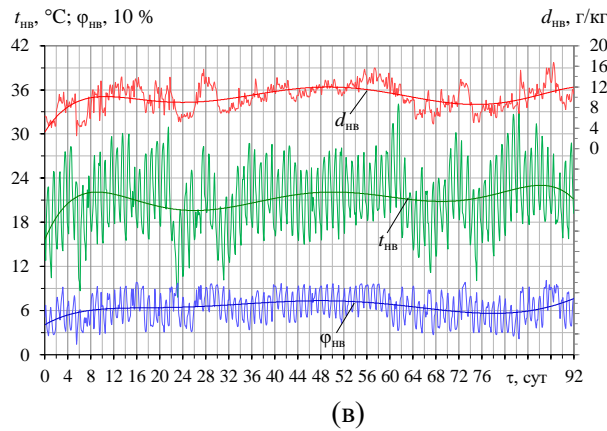


Рисунок 1 – Текущие значения температуры  $t_{нв}$ , относительной влажности  $\varphi_{нв}$  и влагосодержания  $d_{нв}$  наружного воздуха (июнь-август 2018г.): а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраїнск, Украина

Значения годовой удельной выработки холода в соответствии с его затратами на СКВ  $\sum(q_0 \cdot \tau)$ , в зависимости от проектной удельной холодопроизводительности  $q_0$ , при температурах охлаждённого воздуха  $t_{в2} = 10$  и  $15$  °С для климатических условий Украины и Казахстана, 2018 год, представлены на рис. 2.

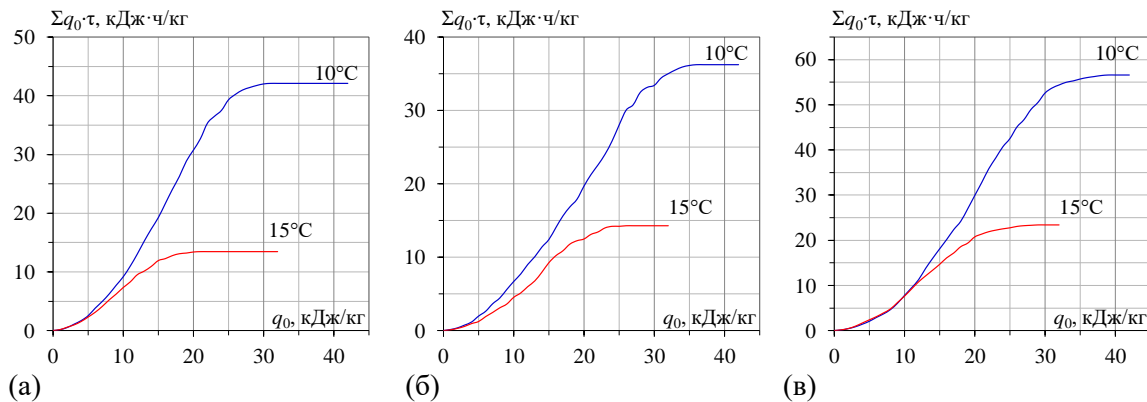


Рисунок 2 – Значения удельных (при  $G_{в} = 1$  кг/с) годовых затрат холодопроизводительности  $\sum(q_0 \cdot \tau)$  в зависимости от проектной удельной холодопроизводительности  $q_0$  при температурах охлаждённого воздуха  $t_{в2} = 10$  и  $15$  °С за 2018 г.: а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраїнск, Украина

Как видно, при охлаждении воздуха до  $t_{в2} = 10$ °С проектная удельная холодопроизводительность (для климатических г. Южноукраїнск, Украина и г. Актобе, Казахстан)  $q_{0.10} = 33...35$  кДж/кг (при  $G_{в} = 1$  кг/с) обеспечивает практически максимальную удельную годовую выработку холода (максимально покрывает потребности холодопроизводительности)  $\sum(q_0 \cdot \tau)_{10}$  без резкого падения темпа её прироста. Величину  $q_{0.10rat} = 33...35$  кДж/кг принимают за рациональную. Для климатических условий г. Алматы значение проектной удельной холодопроизводительности, обеспечивающей близкую к максимальной годовую выработку холода  $\sum(q_0 \cdot \tau)_{10}$ , существенно меньше:  $q_{0.10rat} = 25...27$  кДж/кг. Аналогично определяют рациональную холодопроизводительность при охлаждении воздуха до  $t_{в2} = 15$ °С:  $q_{0.15rat} = 22...24$  кДж/кг – для г. Южноукраїнск и г. Актобе;  $q_{0.15rat} = 18...20$  кДж/кг – для г. Алматы.

Годовая удельная выработка холода  $\sum(q_0 \cdot \tau)$ , отнесенная к проектной удельной холодопроизводительности  $q_0$ , в зависимости от проектной холодопроизводительности  $q_0 = Q_0 / G_{в}$ , кДж/кг, при охлаждении воздуха до  $t_{в2} = 10$  и  $15$  °С для климатических условий Украины и Казахстана, 2018 год, представлена на рис. 3.

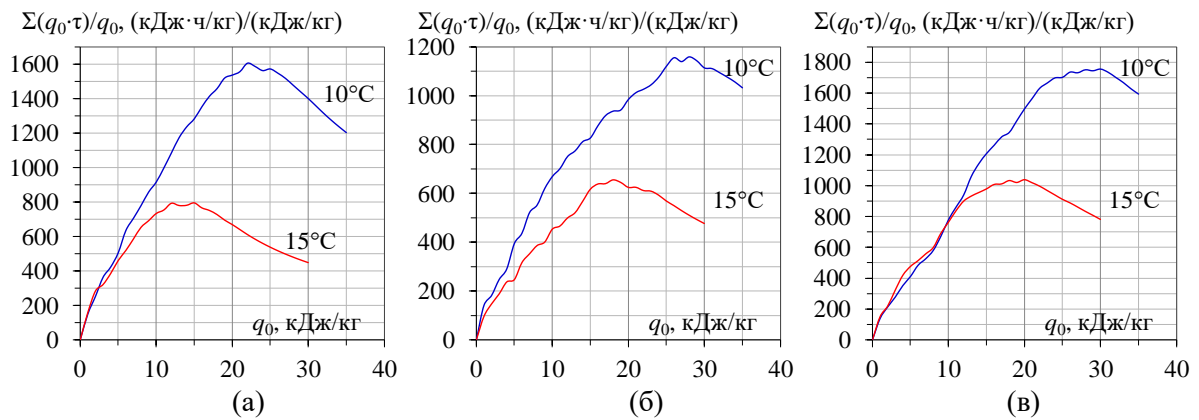


Рисунок 3 – Значения удельной (при  $G_B = 1$  кг/с) годовой выработки холода  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ , отнесенные к проектной удельной холодопроизводительности  $q_0$ , в зависимости от проектной холодопроизводительности  $q_0$  при температурах охлажденного воздуха  $t_{B2} = 10$  и  $15$  °С за 2018 г.: а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

Как видно, максимумы графиков соответствуют максимальному темпу приращения годовой выработки холода  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$ : оптимальное значение  $q_{0.10opt} = 28...30$  кДж/кг при охлаждении наружного воздуха до  $t_{B2} = 10$  °С;  $q_{0.15opt} \approx 18$  кДж/кг при  $t_{B2} = 15$  °С (для климатических условий г. Южноукраинск и г. Актобе),  $q_{0.10opt} \approx 22$  кДж/кг и  $q_{0.15opt} \approx 14$  кДж/кг для г. Алматы, что значительно ниже, чем значения рациональных  $q_{0.rat}$ .

О целесообразности распределения общей проектной холодопроизводительности (тепловой нагрузки) в соответствии с текущей тепловой нагрузке между двумя ступенями охлаждения с разным характером изменения тепловой нагрузки: колебаниями тепловой нагрузки  $q_{0.15}$  первой ступени охлаждения наружного воздуха до пороговой температуры  $t_{B2} = 15$  °С и относительно стабильной тепловой нагрузкой  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$  второй ступени дальнейшего более глубокого охлаждения воздуха до конечной температуры  $t_{B2} = 10$  °С – можно судить по рис. 4.

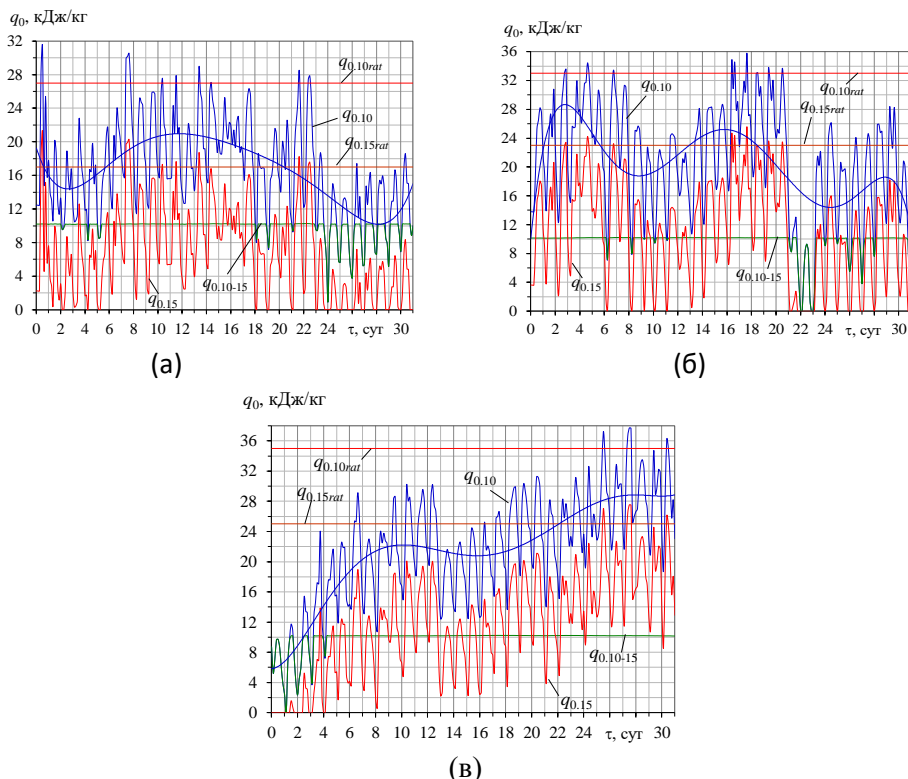


Рисунок 4 – Текущие значения удельной холодопроизводительности  $q_{0.15}$ , расходуемой для охлаждения наружного воздуха от  $t_{нв}$  до  $t_{B2} = 15$  °С,  $q_{0.10}$  – охлаждения наружного воздуха от  $t_{нв}$  до  $t_{B2} = 10$  °С и холодопроизводительности  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$  охлаждения воздуха от  $t_{B2} = 15$  °С до  $t_{B2} = 10$  °С, рациональных значений холодопроизводительности  $q_{0.15rat}$  и  $q_{0.10rat}$  охлаждения наружного воздуха до  $15$  °С и  $10$  °С за июль 2018 г.: а – г. Алматы; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

Значительные изменения текущих тепловых нагрузок СКВ  $q_{0.15}$  указывают на то, что если проектная тепловая нагрузка выбрана по максимальному (близкому к нему) значению годовой выработки холода  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$  согласно рис. 1, то это приведёт к значительному избытку холодопроизводительности при умеренных температурах наружного воздуха  $t_{нв}$  даже летом.

Очевидно, что в диапазоне переменных тепловых нагрузок  $q_{0.15}$  необходимо соответствующее регулирование холодопроизводительности ХМ, что возможно путём применения компрессора с переменной частотой вращения электродвигателя.

В тоже время при охлаждении воздуха от  $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$  до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$  колебания тепловой нагрузки  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$  сравнительно незначительные и вызваны уменьшением текущих нагрузок  $q_{0.15}$  ступени предварительного охлаждения наружного воздуха. Следовательно, в диапазоне  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$  достаточно эффективной будет работа традиционного компрессора нерегулируемой холодопроизводительности.

При этом промежуточную температуру охлаждённого воздуха  $15^\circ\text{C}$  правомерно использовать как пороговую температуру для распределения общей проектной тепловой нагрузки СКВ на ступени охлаждения с разным характером изменения тепловой нагрузки. Чем меньше амплитуда колебаний текущей тепловой нагрузки, тем выше пороговая температура и больше диапазон работы ХМ при практически постоянной холодопроизводительности  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ .

Результаты распределения проектной тепловой нагрузки, рассчитанной по максимальному темпу приращения годовой выработки холода  $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$  согласно рис.2, то есть по второму методу определения оптимальной проектной холодопроизводительности  $q_{0.10opt}$  охлаждения наружного воздуха до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$  и  $q_{0.15opt}$  – соответственно до  $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ , представлены на рис. 5.

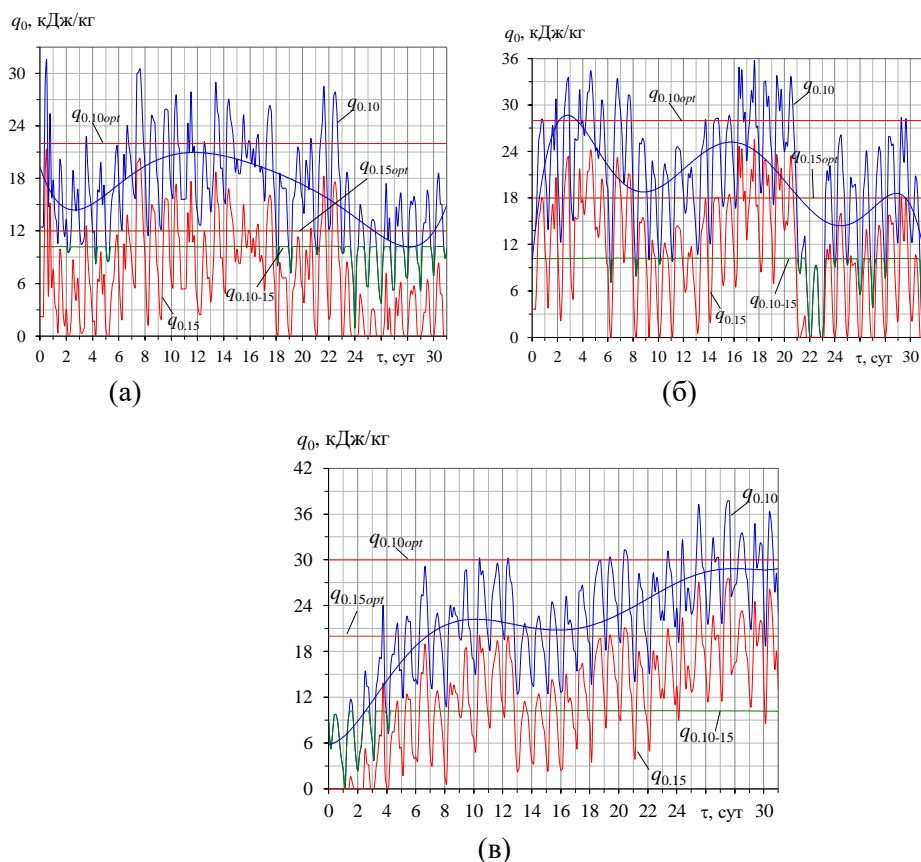


Рисунок 5 – Текущие значения удельной холодопроизводительности  $q_{0.15}$  для охлаждения наружного воздуха от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ , соответственно  $q_{0.10}$  – охлаждения наружного воздуха от  $t_{нв}$  до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$  и холодопроизводительности  $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$  охлаждения воздуха от  $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$  до  $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ , оптимальные значения холодопроизводительности  $q_{0.15opt}$  и  $q_{0.10opt}$  охлаждения наружного воздуха до  $15^\circ\text{C}$  и  $10^\circ\text{C}$  за июль 2018 г.: а – г. Алматы, Казахстан; б – г. Актобе, Казахстан; в – г. Южноукраинск, Украина

Как видно из рис. 5, оптимальные величины холодопроизводительности  $q_{0.15opt}$  и  $q_{0.10opt}$  в основном покрывают текущие тепловые нагрузки  $q_{0.15}$  и  $q_{0.10}$  за исключением некоторых самых жарких весьма коротких периодов.

## Заключение

Разработаны два метода определения проектной тепловой нагрузки СКВ – исходя из максимальных значений годовой выработки холода в соответствии с его текущими затратами на СКВ и максимального темпа ее приращения. При тепловой нагрузке, рассчитанной вторым методом, максимальная годовая выработка холода также возможна, но уже путем покрытия дефицита холодопроизводительности при повышенных текущих тепловых нагрузках за счет избыточного холода, аккумулируемого при пониженных нагрузках.

Предложен метод проектирования СКВ путем разделения общей тепловой нагрузки, рассчитанной любым из методов, на две составляющие: первую, приходящуюся на предварительную тепловлажностную обработку наружного воздуха до некоторой пороговой температуры, например 15°C, и отличающуюся значительными колебаниями в соответствии с текущими параметрами воздуха, и вторую составляющую, характеризующую сравнительно постоянной тепловой нагрузкой последующего более глубокого охлаждения воздуха до заданной температуры. Такое разделение всего процесса охлаждения наружного воздуха на две ступени с разным характером изменения тепловой нагрузки позволяет наиболее эффективно использовать компрессорное оборудование: компрессор регулируемой производительности (с переменной скоростью вращения) – в области нестабильных тепловых нагрузок предварительной тепловлажностной обработки наружного воздуха, а традиционный компрессор нерегулируемой производительности – в области практически стабильной нагрузки более глубокого охлаждения воздуха до заданной температуры.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ortiga, J. Operational optimisation of a complex trigeneration system connected to a district heating and cooling network [Текст] / J. Ortiga, J.C. Bruno, A. Coronas // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – № 50. – P. 1536–1542.
2. Marques, R.P. Thermodynamic analysis of trigeneration systems taking into account refrigeration, heating and electricity load demands [Текст] / R. P. Marques, D. Hacon, A. Tessarollo, J. A. R. Parise // *Energy and Buildings*. – 2010. – № 42. – P. 2323–2330.
3. Radchenko, R. Gas turbine unite inlet air cooling by using an excessive refrigeration capacity of absorption-ejector chiller in booster air cooler [Текст] / R. Radchenko, A. Radchenko, S. Serbin, S. Kantor, B. Portnoi // *E3S Web of Conferences*. HTRSE-2018. – 2018. – № 70, 03012. – 6 p.
4. Alahmer, A. Simulation and optimization of multi-split variable refrigerant flow systems [Текст] / A. Alahmer, S. Alsaqoor // *Ain Shams Eng. J.* – 2017.
5. Chua, K. J. Achieving better energy-efficient air conditioning – A review of technologies and strategies [Текст] / K. J. Chua, S. K. Chou, W. M. Yang, J. Yan // *Applied Energy*. – 2013. – № 104. – P. 87–104.
6. Yun, G.Y. Energy performance of direct expansion air handling unit in office buildings [Текст] / G.Y. Yun, J. Choi, J.T. Kim // *Energy Build.* – 2014. – № 77. – P. 425–431.
7. Yun, G. Y. Development and application of the load responsive control of the evaporating temperature in a VRF system for cooling energy savings [Текст] / G. Y. Yun, J. H. Lee, H. J. Kim // *Energy Build.* – 2014. – № 116. – P. 638–645.
8. Kim, D. Evaluation of energy savings potential of variable refrigerant flow (VRF) from variable air volume (VAV) in the U.S. climate locations [Текст] / D. Kim, S.J. Cox, H. Cho, P. Im // *Energy Rep.* – 2017. – № 3. – P. 85–93.
9. Sait, H. H. Estimated Thermal Load and Selecting of Suitable Air-conditioning Systems for a Three Story Educational Building [Текст] / H. H. Sait // *Procedia Computer Science*. – 2013. – № 19. – P. 636–645.
10. Ilie, A. Study on Technical and Economical Solutions for Improving Air-conditioning Efficiency in Building Sector [Текст] / A. Ilie, R. Dumitrescu, A. Girip, V. Cublesan // *Energy Procedia*. – 2017. – № 112. – P. 537–544.
11. Li, Y. Modeling and energy simulation of the variable refrigerant flow air conditioning system with water-cooled condenser under cooling conditions [Текст] / Y. Li, J. Wu, S. Shiochi // *Energy Build.* – 2009. – № 41. – P. 949–957.
12. Enteria, N. Performance evaluation of the variable refrigerant flow (VRF) air-conditioning system subjected to partial and unbalanced thermal loadings [Текст] / N. Enteria, H. Yamaguchi, M. Miyata, T. Sawachi, Y. Kuwasawa // *Journal of Thermal Science and Technology*. – 2016. – № 11 (1). – P. 1–11.
13. Trushliakov, E. An innovative air conditioning system for changeable heat loads [Текст] / E. Trushliakov, M. Radchenko, T. Bohdal, R. Radchenko, S. Kantor // Tonkonogyi V. et al. (eds.) *Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. – 2020. – 10 p.
14. Liu, C. Operational Electricity Consumption Analyze of VRF Air Conditioning System and Centralized Air Conditioning System Based on Building Energy Monitoring and Management System [Текст] / C. Liu, T. Zhao, J. Zhang // *Procedia Engineering*. – 2015. – № 121. – P. 1856–1863.
15. Zhang, L. Qualitative analysis of the cooling load in the typical room under continuous and intermittent runnings of air-conditioning [Текст] / L. Zhang, Y. Wang, X. Meng // *Procedia Engineering*. – 2017. – № 205. – P. 405–409.

16. Fengxia, H. Experimental Study on the All-fresh-air Handling Unit with Exhaust Air Energy Recovery [Текст] / H. Fengxia, Z. Zhongbin, H. Hu, C. Zemin // Energy Procedia. – 2018. – № 152. – P. 431–437.
17. Park, D.Y. Experimental evaluation and simulation of a variable refrigerant-flow (VRF) air-conditioning system with outdoor air processing unit [Текст] / D.Y. Park, G. Yun, K.S. Kim // Energy Build. – 2017. – № 146. – P. 122–140.
18. Aynur, T. N. Integration of variable refrigerant flow and heat pump desiccant systems for the cooling season. [Текст] / T. N. Aynur, Y. Hwang, R. Radermacher // Appl. Therm. Eng. – 2010. – № 30. – P. 917–927.
19. Aynur, T. N. Integration of variable refrigerant flow and heat pump desiccant systems for the heating season [Текст] / T. N. Aynur, Y. Hwang, R. Radermacher // Energy Build. – 2010. – № 42. – P. 468–476.
20. Aynur, T. N. Field performance measurements of a heat hump desiccant unit in dehumidification mode [Текст] / T. N. Aynur, Y. Hwang, R. Radermacher // Energy Build. – 2008. – № 40. – P. 2141–2147.
21. Aynur, T. N. Simulation comparison of VAV and VRF air conditioning systems in an existing building for the cooling season [Текст] / T. N. Aynur, Y. Hwang, R. Radermacher // Energy Build. – 2009. – № 41. – P. 1143–1150.
22. Eidan, A. A. Enhancement of the Performance Characteristics for Air-Conditioning System by Using Direct Evaporative Cooling in Hot Climates [Текст] / A. A. Eidan, K. J. Alwan // Energy Procedia. – 2017. – № 142. – P. 3998–4003.
23. Radchenko A. Increasing electrical power output and fuel efficiency of gas engines in integrated energy system by absorption chiller scavenge air cooling on the base of monitoring data treatment [Текст] / A. Radchenko, M. Radchenko, A. Konovalov, A. Zubarev // HTRSE-2018. E3S Web of Conferences 70, 03011. –2018. – 6 p.
24. Radchenko, A. Statistical method to define rational heat loads on railway air conditioning system for changeable climatic conditions / A. Radchenko, M. Radchenko, E. Trushliakov, S. Kantor, V. Tkachenko // The 5th International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018. – Jiangsu, Nanjing, China, 2019. – P. 1294–1298. DOI: 10.1109/ICSAI.2018.8599355.
25. Trushliakov, E. Statistical approach to improve the efficiency of air conditioning system performance in changeable climatic conditions / E. Trushliakov, M. Radchenko, A. Radchenko, S. Kantor, Y. Zongming // The 5th International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018, Jiangsu, Nanjing, China, 2019. –P. 256–260. DOI: 10.1109/ICSAI.2018.8599434.

УДК 637.07

## STUDYING THE EFFECT OF COOLING PROCESS AND FINE GRINDING MODES ON THE QUALITATIVE INDICATORS OF MEAT-PASTE PASTE

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРОЦЕССА ОХЛАЖДЕНИЯ И РЕЖИМОВ ТОНКОГО ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ НА КАЧЕСТВЕННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ МЯСОКОСТНОЙ ПАСТЫ

**Kakimov A.K.**<sup>1a</sup>, Doct. Tech. Sc., professor  
**Kabdylzhar B.K.**<sup>1b</sup>  
**Yessimbekov Zh.S.**<sup>1c</sup>, Ph.D.  
**Suychinov A.K.**<sup>2d</sup>, Ph.D.  
**Baikadamova A.M.**<sup>1e</sup>

**Какимов А.К.**<sup>1а</sup>, докт.тех. наук, профессор  
**Кабдылжар Б.К.**<sup>1б</sup>  
**Есимбеков Ж.С.**<sup>1с</sup>, Ph.D.  
**Суйчинов А.К.**<sup>2д</sup>, Ph.D.  
**Байкадамова А.М.**<sup>1е</sup>

1 - Shakarim State University of Semey, Kazakhstan,  
 071412, Semey, Glinki street, 20A  
 2 – Kazakh Research Institute of Processing and  
 Food Industry (Semey Branch), Kazakhstan,  
 071410, Semey, Baitursynova street, 29

1 - Государственный университет имени  
 Шакарима города Семей, Казахстан, 071412,  
 Семей, ул. Глинки, 20А  
 2 - Семейский филиал «Казахский научно-  
 исследовательский институт перерабатывающей  
 и пищевой промышленности», Казахстан,  
 071410, Семей, ул. Байтурсынова, 29

**E-mail:** a – bibi.53@mail.ru; b – baktybala.20@mail.ru; c – ezhanibek@mail.ru;  
 d – asuychinov@gmail.com; e – asemgul93@yandex.ru

### Abstract

The article describes the technology for the production of meat-bone paste obtained after fine grinding on a grinder and micron grinder “Supermasskloider”. In the process of obtaining meat-bone paste, low-temperature processes are used that help prevent the development of thermal denaturation and coagulation of

proteins. The effect of the diameter of the lattice, the gap, and the amount of water content on the temperature of the meat-bone paste after grinding was investigated. From the research results it was found that with a decrease in the diameter of the lattice, an increase in the temperature of meat and bone minced meat is observed. After grinding on a micro-grinder with the addition of water, the temperature of the raw material at the outlet decreases. The results of determining the functional and technological properties and microstructure of meat-bone paste are presented. In the study of functional and technological properties, it was found that meat-bone paste has a high moisture-binding (75.63%) and fat-holding (73.38%) abilities. The water-holding capacity was 65.3%, the emulsifying ability was 55.8%.

#### **Аннотация**

В статье описана технология получения мясокостной пасты, полученной после тонкого измельчения на волчке-дробилке и микроизмельчителе «Супермассколойдер». В процессе получения мясокостной пасты используются низкотемпературные процессы, которые способствуют предотвращению развития тепловой денатурации и коагуляции белков. Исследовано влияние диаметра решетки, зазора и количества содержания воды на температуру мясокостной пасты после измельчения. Из результатов исследований установлено, что при уменьшении диаметра решетки наблюдается увеличение температуры мясокостного фарша. После измельчения на микроизмельчителе с добавлением количества воды температура сырья на выходе уменьшается. Представлены результаты определения функционально-технологических свойств и микроструктуры мясокостной пасты. При исследовании функционально-технологических свойств установлено, что мясокостная паста обладает высокой влагосвязывающей (75,63%) и жиродерживающей (73,38%) способностями. Влагосвязывающая способность составила 65,3%, эмульгирующая способность 55,8%.

#### **Введение**

На сегодняшний день большое внимание уделяется развитию сырьевой базы мясной отрасли и созданию инновационных технологий производства пищевых продуктов здорового питания на основе новых источников сырья. Актуальными задачами мясной перерабатывающей отрасли являются рациональное использование сырья, расширение ассортимента мясopодуков, соответствующих требованиям качества безопасности для здорового питания населения [1].

На мясоперерабатывающих предприятиях при производстве мясных продуктов не востребуемым для дальнейшего использования в технологии остается вторичное сырье – кость. Большинство мелких и средних предприятий просто утилизируют костное сырье, крупные предприятия направляют костное сырье на выработку клея, желатина, кормовой муки и пр. По своей пищевой ценности кость является богатым источником высокоусвояемых белков, солей фосфора и кальция, жиров, витаминов, макро- и микроэлементов, аминокислот. Поскольку значительная доля туши перерабатываемого скота (до 10–50%) приходится на костные и соединительные ткани, рациональное использование кости является актуальной научно-практической задачей [2, 3].

Для получения тонкодисперсной мясокостной пасты мясокостное сырье подвергается механическому способу измельчения в основном на силовых измельчителях, волчках, мельницах, молотковых дробилках, измельчителях конусно-инерционного типа, струйных мельницах и т.д. [4]. Наибольший интерес представляет микроизмельчитель «Супермассколойдер МКЗА-10-15» японской фирмы «МасукоСангэ КО... ЛТД». Переработка костного сырья на микроизмельчителе позволяет получить мясокостную пасту, полностью освобожденную от ощущения жесткости на язык. Степень измельчения определяется тонкой регулировкой зазора между рабочими органами микроизмельчителя с шагом 0,02 мм на одну цену деления шкалы. Измельчение костного сырья в «Супермассколойдере МКЗА-10-15» происходит под действием центробежной силы, ударной нагрузки, силы сдвига и других возникающих сил при прохождении сырья между двумя шлифовальными кругами [5, 6].

Переработка костного сырья в тонкодисперсную массу во многом зависит от типа применяемого оборудования, продолжительности процесса и степени измельчения. При переработке костного сырья следует учитывать влияние различных внешних и внутренних факторов на качество получаемой продукции.

Целью работы является исследование влияния низкотемпературной обработки мясокостного сырья и параметров тонкого измельчения на физико-химические, технологические свойства и микроструктуру мясокостной пасты.

#### **Объекты и методы исследований**

Объектами исследования явились образцы замороженной мясокостной пасты из костей КРС. Для измельчения мясокостного сырья использовались реберные кости с остатками мякотной ткани

убойных животных. До проведения исследований сырье хранилось в морозильниках при температуре  $(-18)^\circ\text{C} - (-20)^\circ\text{C}$ .

На базе ГУ имени Шакарима города Семей имеются оборудования по переработке костного и мясокостного сырья: волчок-дробилка и микроизмельчитель «Supermasscolloider MKZA 10-15» (Япония) (рисунок 1).

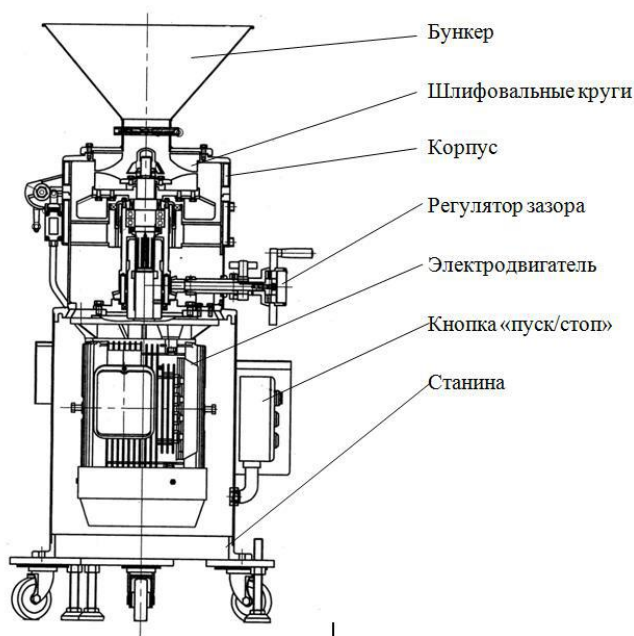


Рисунок 1 - Общий вид микроизмельчителя «Supermasscolloider MKZA 10-15» (Япония)

### Технология получения мясокостной пасты

На первоначальном этапе экспериментальных исследований была разработана схема переработки мясокостного сырья, которая состояла в последовательном измельчении мясокостного сырья, предварительно подвергая заморозке до температуры  $(-18)^\circ\text{C} - (-20)^\circ\text{C}$  в морозильниках.

Для измельчения мясокостного сырья использовались реберные кости с остатками мякотной ткани убойных животных КРС. Реберные и позвонковые кости были получены с мясоперерабатывающих предприятий и крупных мясных павильонов города Семей Республики Казахстан и разрублены до размеров 50-70 мм. Далее мясокостное сырье предварительно замораживается в течение 60 минут при температуре  $(-18)^\circ\text{C} - (-20)^\circ\text{C}$  в морозильниках. Замораживание обеспечивает длительное хранение при низких температурах. Это обусловлено предотвращением развития микробиологических процессов и резкого уменьшения скорости ферментативных и физико-химических изменений.

После этого, замороженное сырье подается в бункер волчка-дробилки с диаметром отверстий выходной решетки 8 мм. После измельчения полученная мясокостная масса подмораживается до температуры  $(-18)^\circ\text{C} - (-20)^\circ\text{C}$  и вновь измельчается на волчке-дробилке с диаметром отверстий выходной решетки 5 мм. В полученную мясокостную массу добавляют ледяную воду в соотношении сырье: вода 1:0,5 и замораживают на 1 час. Полученная мясокостная масса перемешивается и снова измельчается на волчке-дробилке с диаметром отверстий выходной решетки 3 мм. После измельчения мясокостный фарш распределили на 6 одинаковых по массе проб с дополнительным добавлением воды в определенных соотношениях (таблица 1).

Таблица 1 – Наименование и обозначение проб мясокостного фарша

Номер пробы	Обозначение пробы	Наименование пробы
1 проба	МП-0	мясокостный фарш без добавления воды
2 проба	МП-25	мясокостный фарш с добавлением 25 % воды
3 проба	МП-50	мясокостный фарш с добавлением 50 % воды
4 проба	МП-75	мясокостный фарш с добавлением 75 % воды
5 проба	МП-100	мясокостный фарш с добавлением 100 % воды
6 проба	МП-150	мясокостный фарш с добавлением 150 % воды



Полученные пробы были заморожены в течение 1 часа до температуры  $(-18)^\circ\text{C}$  –  $(-20)^\circ\text{C}$ . После заморозки каждая проба мясокостного фарша последовательно измельчалась на микроизмельчителе «Супермасколлойдер» со следующими зазорами между шлифкругами: 0,25 мм, 0,10 мм, 0,02 мм. Схема проведения измельчения мясокостного сырья приведена на рисунке 2.

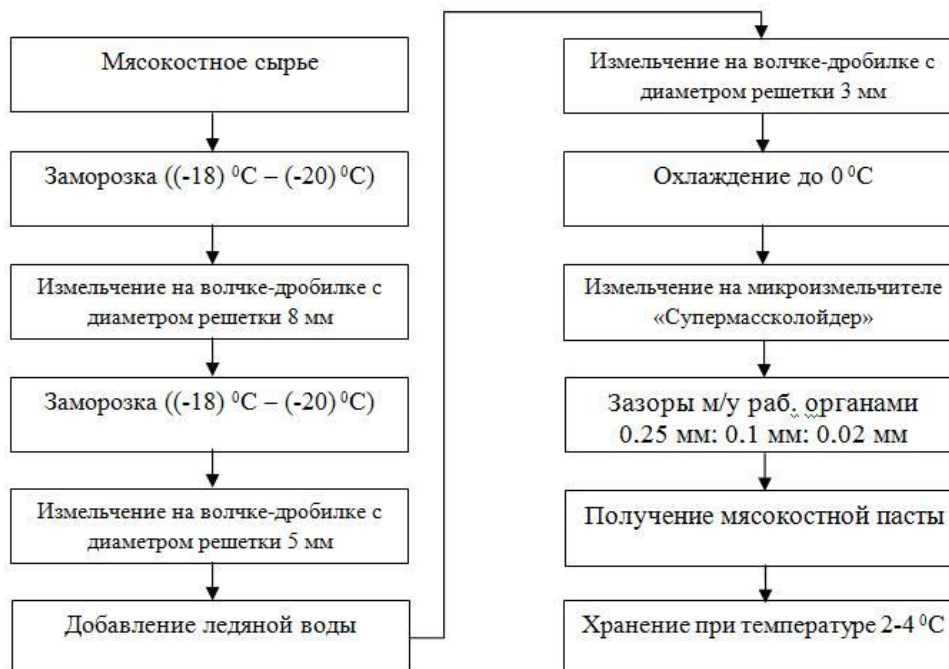


Рисунок 2 - Схема измельчения мясокостного сырья

На выходе из измельчителя получается мясокостная паста, нежной, мажущейся консистенции без ощущения жесткости на язык. Полученная мясокостная паста хранится при температуре  $2-4^\circ\text{C}$  до проведения следующих исследований [7, 8].

**Методика определения ВСС.** Содержание связанной воды в мясе определяли методом Р. Грау и Р. Хамма в модификации ВНИИМПа. Метод основан на определении количества воды, выделяемой из мяса при легком прессовании, которая впитывается фильтровальной бумагой, образуя влажное пятно [9].

**Жироудерживающую способность** рассчитывают после определения ВВС и высушиванием остатка продукта до постоянной массы. Жироудерживающую способность определяют по коэффициенту, определенному рефрактометрически.

#### **Определение микроструктуры и размеров костных частиц**

Для определения гранулометрического состава после ультратонкого измельчения нами была исследована микроструктура костных частиц мясокостной пасты. Замер размеров костных частиц был сделан с помощью растрового сканирующего электронного микроскопа «JSM-6390LV» (фирма «JEOL», Япония). Для подготовки пробы к сканированию на микроскопе мясокостную пасту обрабатывали 2%-ным раствором NaOH при нагревании на кипящей водяной бане для полного разложения мясных прирезей и тканей. Оставшиеся частицы кости высушивали при температуре  $103-105^\circ\text{C}$ . Высушенный костный остаток анализировали на микроскопе [10].

#### **Результаты исследований**

Во время работы машины в процессе измельчения продукт под действием различных сил нагревается. Наблюдается повышение температуры мясокостного фарша, что может привести к денатурации белков. При тепловой обработке, вызывающей денатурацию белковых веществ, происходит упрочнение структуры мясокостной пасты, уменьшается водоудерживающая способность. Для предотвращения перегрева продукта необходимо контролировать продолжительность измельчения и температуру. Снижение температуры производится добавлением в мясокостный фарш ледяной воды, льда или снега.

На следующем этапе экспериментальных исследований было изучено изменение температуры мясокостного фарша на выходе волчка-дробилки при разных диаметрах решетки. В процессе измельчения на волчке-дробилке наблюдается изменение температуры выходного сырья в зависимости от диаметра решетки (таблица 2).

Таблица 2 – Изменение температуры мясокостного фарша на выходе волчка-дробилки при разных диаметрах решетки

№	Диаметр решетки, мм	Температура сырья на выходе, °С
1	8	16
2	5	22
3	3	26

Из таблицы 2 видно, что с уменьшением диаметра решетки наблюдается увеличение температуры мясокостного фарша с 16°С до 26°С. Самая высокая температура зафиксирована при диаметре выходной решетки 3 мм. Увеличение температуры происходит за счет образования тепла вследствие механической работы разрушения костной ткани, силами трения костного сырья о рабочие органы машины, работы упругой и пластической деформации костного сырья.

На следующем этапе было изучено изменение температуры выходного сырья на микроизмельчителе «Супермассколойдер» в зависимости от количества добавляемой воды. Результаты показаны на рисунке 3.

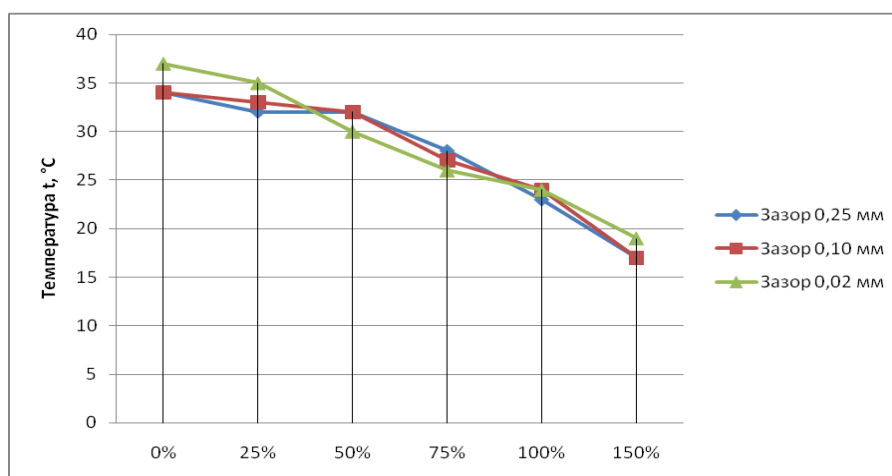


Рисунок 3 – Изменение температуры сырья на выходе при разных зазорах между шлифовальными кругами

Из рисунка 3 видно, что при всех зазорах между шлифовальными кругами (0,25мм, 0,1мм, 0,02мм) температура сырья на выходе уменьшается с добавлением количества воды. Так, при зазоре между шлифовальными кругами 0,25 мм температура снижается с 34°С (МП-0) до 17°С (МП-150).

При зазоре между шлифовальными кругами 0,10мм самая высокая температура в 34°С зафиксирована в образце мясокостной пасты без добавления воды. С увеличением доли воды наблюдается снижение температуры до 17°С (МП-150).

Самая высокая температура сырья наблюдается при зазоре 0,02 мм в образце мясокостной пасты без добавления воды. При зазоре 0,02 мм температура мясокостной пасты в зависимости от добавления воды уменьшается с 37°С (МП-0) до 19°С (МП-150).

Уменьшение температуры мясокостной пасты с увеличением количества воды происходит за счет уменьшения силы трения и коэффициента трения между костной тканью и рабочим органом в местах их контакта, вследствие образования водной пленки.

При тонком измельчении происходит резкое изменение структурно-механических характеристик, в результате которого происходит не только физико-механическое разрушение ткани, но и химические изменения. Измельчение клеток в процессе измельчения способствует увеличению общей поверхности взаимодействия с водой, освобождению белков, увеличению связанной влаги и изменению форм связи воды с фаршем.

Также происходит повышение температуры в области резания, что может привести к денатурации белков. В связи с этим самым оптимальным вариантом мясокостной пасты является мясокостная паста с добавлением 50% воды.

На следующем этапе экспериментальных исследований были исследованы функционально-технологические свойства и микроструктура мясокостной пасты с добавлением 50% воды.

При исследовании функционально-технологических свойств установлено, что мясокостная паста обладает высокой влагосвязывающей (75,63%) и жирудерживающей (73,38%) способностями. Влагоудерживающая способность составила 65,3%, эмульгирующая способность 55,8% (рисунок 4).

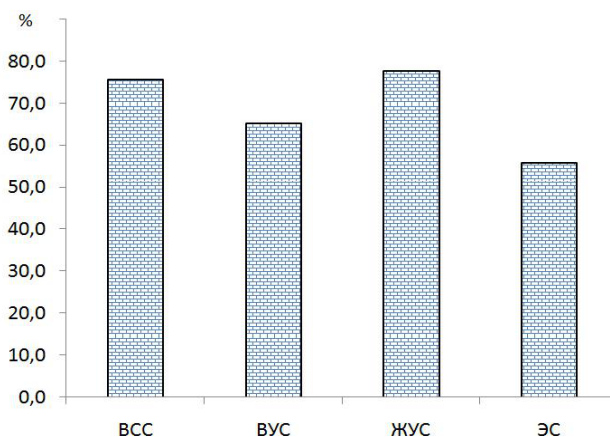


Рисунок 4 – Функционально-технологические свойства мясокостной пасты

Известно, что белковая часть мясокостной пасты представлена коллагеновыми и эластиновыми волокнами, которые обладают высокой влагосвязывающей и водоудерживающей способностью вследствие иммобилизации свободной влаги [11]. Кроме того, коллаген обладает высокой жиродерживающей способностью, вследствие набухания его при термообработке, что приводит к удержанию большего количества жира в межбелковых ячейках.

Важным физико-химическим показателем является влагоудерживающая способность, которая влияет на консистенцию готовых продуктов и процесс их микробиологической порчи, поскольку количество несвязанной влаги зависит от роста количества микроорганизмов [12].

На следующем этапе исследований были исследованы микроструктура и гранулометрический состав мясокостной пасты. При этом ситовый анализ после щелочной обработки мясокостной пасты проводился до размеров костных частиц до 0,10 мм [13].

На рисунках 5,6 и 7 представлены снимки костных частиц, увеличенный в 50, 100 и 200 раз, где были замерены костные частицы. Из множества замеров, размер частиц превышающих 0,25 мм (250 микрон) не обнаружено.

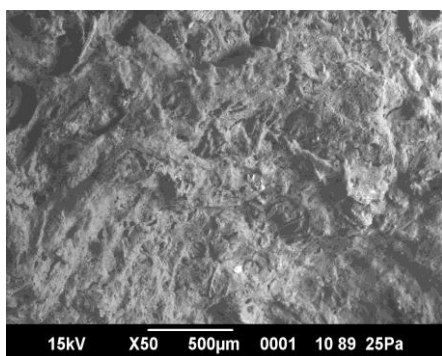


Рисунок 5- Микроструктура мясокостной пасты при увеличении в 50 раз

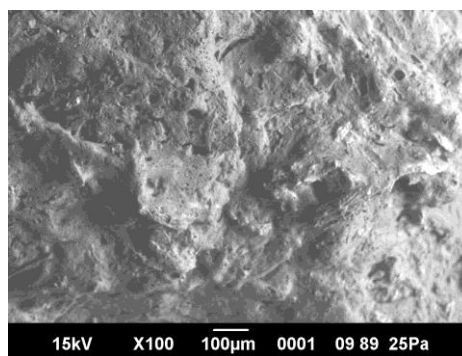


Рисунок 6 - Микроструктура мясокостной пасты при увеличении в 100 раз

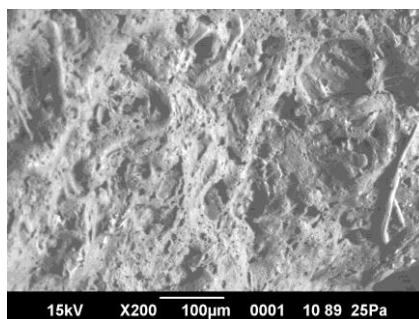


Рисунок 7- Микроструктура мясокостной пасты при увеличении в 200 раз

Из фрагментов микроструктуры мясокостной пасты следует, что размер частиц превышающих 0,25 мм (250 микрон) не обнаружено, консистенция мясокостной пасты мажеобразная. При органолептической оценке мясокостной пасты установлено, что структура пасты однородная, консистенция плотная, эластичная, без явных признаков рыхлости, светло-коричневого цвета.

#### **Заключение**

Таким образом, переработка мясокостного сырья в тонкодисперсную пасту с применением низкотемпературных процессов позволяет получить пищевую добавку с нежной, мажущейся консистенцией. Использование в технологии получения мясокостной пасты процессов замораживания, добавления ледяной воды предотвращают развитие микробиологических процессов, тепловую денатурацию и коагуляцию белков. Исследовано влияние низкотемпературной обработки мясокостного сырья и параметров тонкого измельчения на физико-химические, технологические свойства и микроструктуру мясокостной пасты.

Исследовано изменение температуры мясокостного фарша на выходе волчка-дробилки при разных диаметрах решетки и на микроизмельчителе с различными зазорами. Исходя из проведенных исследований, выявлено, что с уменьшением диаметра решетки волчка-дробилки наблюдается увеличение температуры мясокостного фарша с 16°C до 26°C.

После измельчения на микроизмельчителе в зависимости от добавленной воды в образцах мясокостной пасты температура сырья на выходе уменьшается. Получены сведения о функционально-технологических свойствах микроструктуры мясокостной пасты.

Переработка мясокостного сырья в тонкодисперсную пасту позволяет добавлять мясокостную пасту в колбасы, в мясные полуфабрикаты, такие как пельмени, котлеты, фрикадельки и т. д. После соответствующей обработки этот продукт можно будет добавлять и в продукты детского питания, обогащая их ценными минеральными и белковыми компонентами.

#### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Oraz, G.T., Ospanov, A.B., Chomanov, U.C., Kenenbay, G.S., Tursunov, A.A. Study of beef nutritional value of meat breed cattle of Kazakhstan// Journal of Hygienic Engineering and Design. – 2019. – 29. - P. 99-105.
2. Kakimov A., Kabdylzhar B., Suychinov A., Yessimbekov Z., Baikadamova A., Zolotov A., Zharykbasova K. The chemical profile and the effect of temperature and storage time on the change of yield stress and pH of meat-bone paste // EurAsian Journal of BioSciences, 2019. – 13. – P. 2093-2097.
3. Иванкин А.Н. Переработка костных отходов в активные компоненты пищевых рационов // Мясная индустрия. – 2012. - №1. – С.57-60.
4. Kakimov A., Suychinov A., Mayorov A., Yessimbekov Zh., Okuskhanova E., Kuderinova N., Bakiyeva A. Meat-bone Paste as an Ingredient for Meat Batter, Effect on Physicochemical Properties and Amino Acid Composition // Pakistan Journal of Nutrition. – 2017. – № 16 (10). - P. 797-804.
5. Какимов А.К., Есимбеков Ж.С., Кабулов Б.Б., Мустамбаев Н.К. Исследование физико-химических свойств мясокостной пасты // Вестник Алматинского Технологического Университета. – Алматы, 2016. - №2. – С.66-70.
6. Какимова А.К., Суйчинов А.К. Есимбеков Ж.С. Байкадамова А.М., Кабдылжар Б.К. Низкотемпературная обработка сырья при получении мясокостной пасты // Сборник докладов IX Международной научно-технической конференции «КАЗАХСТАН – ХОЛОД 2019». – Алматы: АТУ, 2019. – С.89-93.
7. Суйчинов, А.К. Разработка рецептуры и технологии мясных паштетов для профилактики дефицита минеральных веществ: дис. ... ст. док. фил. (PhD): 6D072700 / Суйчинов А.К. - Семей, 2018. – 147 с.
8. Pat. 2202 Republic of Kazakhstan, IPC A23K 10/12. A method of processing meat and bone raw materials / Kakimov A.K., Yessimbekov Zh.S.; declared 06/14/2016; publ. 06/15/2017, Bull. №11. - 3s.
9. Пат. 28152 РК. Способ определения водосвязывающей способности пищевых продуктов / Б.Б. Кабулов, А.К. Какимов, Ж.С. Есимбеков, Н.К. Ибрагимов; опубл. 17.02.2014, бюл. № 2.
10. ГОСТ 32224-2013. Мясо и мясные продукты для детского питания. Метод определения размеров костных частиц. - Введ. 2015-07-01. – М.: Стандартинформ, 2014. – 6с.
11. Webster J. D., Ledward D.A., Lawrie R.A. Proteinhydrolysates from meat industry by-products // Meat Science. - 1982. - №7(2). - P. 147–157.
12. Kaldarbekova, M., Uzakov, Y., Chernukha, I., Kurmanbekova, A., Jetpisbayeva, B. Studying the effect of multicomponent pickle on the quality of cooked and smoked horse meat product // Periodico Tch Quimica. 2019. - 16 (33). - P. 259-265.
13. Какимов А.К., Суйчинов А.К., Есимбеков Ж.С. Исследование физико-химических и микробиологических характеристик, микроструктуры и гранулометрического состава мясокостной пасты // Вестник ГУ имени Шакарима. - 2017. - 4(80). - С.12-18.

## Авторский алфавитный указатель

- Akimov M.M., Tussipov N.O., Alieva M.A., Davydova S.G., Kim I.A.**  
Research of the resistance of the dried material in the fluidized bed depending on the speed of the drying agent  
**Акимов М.М., Тусипов Н.О., Алиева М.А., Давыдова С.Г., Ким И.А.**  
Исследование сопротивления высушиваемого материала в кипящем слое в зависимости от скорости сушильного агента 7
- Alekseev G.V., Voronenko B.A., Egorova O.A., Leu A.G.**  
Heat and mass transfer modeling during storage of food raw materials mounds in conditions of active ventilation  
**Алексеев Г.В., Вороненко Б.А., Егорова О.А., Леу А.Г.**  
Моделирование тепло - и массопереноса при хранении насыпей пищевого сырья в условиях активного вентилирования 10
- Amiaga J. V.<sup>1a</sup>, Vologzhanina S. A.<sup>2b</sup>**  
Features of relief obtaining on the surface of steel parts using a 50 w laser  
**Амяга Д. В.<sup>1а</sup> Вологжанина С. А.<sup>2б</sup>**  
Особенности получения рельефа на поверхности стальных изделий с помощью лазера мощностью 50 Вт 15
- Parimbekov Z., Aldazhumanov Z., Telmanov M.A.,**  
Research of the intensity of processes of freezing products based on meat raw materials  
**Паримбеков З.А.<sup>а</sup>, Алдажуманов Ж.К., Тельманов М. А.**  
Исследование интенсивности процессов замораживания продуктов на основе мясного сырья 22
- Doroshenko A.V., Khalak V.F., Antonova A.R.**  
Solar-radiation-based multifunctional absorption systems of refrigeration and air conditioning. Developments and analysis of opportunities.  
**Дорошенко А.В., Халак В.Ф., Антонова А.Р.**  
Солнечные многофункциональные абсорбционные системы хладоснабжения и кондиционирования воздуха. Разработка и анализ возможностей 25
- Boshkova I. L., Volgusheva N.V., Potapov M.D.**  
Magnetrons cooling system modernization  
**Бошкова И.Л., Волгушева Н.В., Потапов М. Д.**  
Модернизация системы охлаждения магнетронов 34
- Baibassarova A.R., Zhumabekov A.S., Stepanova O.A., Yermolenko M.V., Parimbekov Z.A.**  
The influence of component composition on the thermophysical characteristics of food products  
**Байбасарова А.Р., Жумабеков А.С., Степанова О.А., Ермоленко М.В., Паримбеков З.А.**  
К вопросу влияния компонентного состава на теплофизические характеристики пищевых продуктов 38
- Doroshenko A.V., Kovalenko S.A., Antonova A.R.**  
Solar absorption air conditioning systems based on low temperature evaporative air coolers  
**Дорошенко А.В., Коваленко С.А., Антонова А.Р.**  
Солнечные абсорбционные системы кондиционирования воздуха на основе низкотемпературных испарительных воздухоохладителей 40
- Budanov V.A., Berkan I.V.**  
Increasing energy efficiency of compressors  
**Буданов В.А., Беркань И.В.**  
Повышение энергоэффективности компрессоров 49

<b>Bushmanov V.M., Kogut V.E., Zhikhareva N.V.</b> The filter on the basis of the ejector of the heat exchanger for purification of harmful substances from flue gases	
<b>Бушманов В.М., Когут В.Е., Жихарева Н.В.</b> Фильтр на базе эжектора теплообменника для очистки вредных веществ из дымовых газов	55
<b>Volchok V.A., Volchok H.V.</b> Efficiency of low-temperature preparation of natural gas for transportation in a single-phase state	
<b>Волчок В.А., Волчок Е.В.</b> Эффективность низкотемпературной подготовки природного газа для транспортировки в однофазном состоянии	58
<b>Verkhivker Y.G., Altman E.I.</b> Investigation of vapor contact heating of fruits and vegetables	
<b>Верхивкер Я.Г., Альтман Э.И.</b> Исследование контактного нагрева плодов и овощей насыщенным водяным паром	60
<b>Vorobiev A.M., Makaveev A.T., Machuev Yu.I.</b> Methods for temperature mode stabilizing of underground structures	
<b>Воробьев А.М., Макавеев А.Т., Мачуев Ю.И.</b> Способы обеспечения температурного режима подземных сооружений	64
<b>Gryshchenko R.V., Vasylenko S.M., Forsiuk A.V., Pylypenko O.Y., Samiilenko S.M.</b> Analysis of energy efficiency of cold storage units	
<b>Грищенко Р.В., Василенко С.М., Форсюк А.В., Пилипенко О.Ю., Самойленко С.Н.</b> Анализ энергетической эффективности установок аккумулирования холода	66
<b>Gryshchenko R.V., Vasylenko S.M., Forsiuk A.V., Pylypenko O.Y., Samiilenko S.M.</b> Heat exchange during ice melting in the cold storage device	
<b>Грищенко Р.В., Василенко С.М., Форсюк А.В., Пилипенко О.Ю., Самойленко С.Н.</b> Теплообмен при таянии льда в аппарате аккумулирования холода	68
<b>Danko V.P.</b> Specialties features of hydrodynamic modes of heat and mass transfer apparatus	
<b>Данько В.П.</b> Особенности гидродинамических режимов теплообменных аппаратов	70
<b>Danichenko N.V., Geraskina E.A.</b> Analysis and development of mathematical model which optimize the parameters of energy saving systems	
<b>Даниченко Н.В., Гераскина Э.А.</b> Анализ и разработка математической модели по оптимизации параметров работы систем энергосбережения	74
<b>Furkalo. S.V., Danko V.P.</b> Rating and systematization of the reasons for damages of refrigerating equipment	
<b>Фуркало С.В., Данько В.П.</b> Оценка и систематизация причин поломок холодильного оборудования	80
<b>Ermolaev V.A., Dvirny G.V.</b> Relevance of low-temperature vacuum drying of biologically valuable raw materials	
<b>Ермолаев В.А., Двирный Г.В.</b> Актуальность низкотемпературной вакуумной сушки биологически ценного сырья	82

- Esengeldinov A.S., Akimov M.M., Manulenko A.I., Baibassarova A.R., Zhumabekov A.S., Alshynova A.M.**  
Analysis of food freezing methods  
**Есенгельдинов А.С., Акимов М.М., Мануленко А.И., Байбасарова А.Р., Жумабеков А.С., Алшынова А.М.**  
Анализ способов замораживания продуктов 88
- Zhumabekov A.S., Baibassarova A.R., Stepanova O.A., Yermolenko M.V., Gradoboyev A.V.**  
Analysis of the thermophysical characteristics of various food products  
**Жумабеков А.С., Байбасарова А.Р., Степанова О.А., Ермоленко М.В., Градобоев А.В.**  
Анализ теплофизических характеристик различных пищевых продуктов 91
- Kornievich S.G., Nesterov P.S., Dmitriev E.D., Zhelezny V.P.**  
Experimental measurement of the average molar mass of compressor oils for R290 refrigerant  
**Корниевич С.Г., Нестеров П.С., Дмитриев Е. Д., Железный В.П.**  
Экспериментальное определение средней молярной массы компрессорных масел для хладагента R290 95
- Samara S., Sulin A.B., Nemchina I. O.**  
Current development trends of solar cooling systems development  
**Камера С., Сулин А.Б., Немчина И. О.**  
Современные тенденции развития гелиоиспользующих систем охлаждения 99
- Solovey V.V., Zipunnikov M.M., Shevchenko A.A.**  
Studying the photoelectrical converter effectiveness to feed the electrolysis hydrogen generators  
**Соловей В.В., Зипунников Н.Н., Шевченко А.А.**  
Исследование эффективности использования фотоэлектрических преобразователей для электропитания электролизных генераторов водорода 106
- Karimov K.F., Agzamov F.B.**  
Analysis of carbon dioxide refrigerating machines  
**Каримов К.Ф., Агзамов Ф.Б.**  
Анализ холодильных машин на диоксиде углерода 110
- Kakimov A.K., Muratbayev A.M., Zhumadilova G.A., Dzhumazhanova M.M.**  
Maral root and echinacea  
**Какимов А.К., Муратбаев А.М., Жумадилова Г.А., Джумажанова М.М.**  
Маралий корень и эхинацея  
Марал шөбі және қызыл күнгүрт 112
- Petrash V.D., Makarov V.O., Shevchenko L.F., Chernysheva I.V.**  
Heat supply based on vapor compression transformation of cooling energy of furnace surface  
**Петраш В.Д., Макаров В.О., Шевченко Л.Ф., Чернышева И.В.**  
Теплоснабжение на основе паракомпрессионной трансформации энергии охлаждения поверхности печи 113
- Nurgaliev D.N., Yermolenko M.V., Zholbarisov I.A., Leonidova A.B.**  
The effect of system malfunctions on the energy efficiency of a refrigeration unit  
**Нурғалиев Д.Н., Ермоленко М.В., Жолбарысов И.А., Леонидова А.Б.**  
Влияние системных неисправностей на энергоэффективность холодильной установки 118
- Mironchuk Y.A., Tomchuk O.M., Khmelniuk M.H., Gogol N.I.**  
Improvement of refrigerator efficiency by choosing the optimal thermal inertia of the elements of their constructions  
**Мирончук Ю. А., Томчук Е.Н., Хмельнюк М.Г., Гоголь Н.И.**  
Совершенствование эффективности холодильников выбором оптимальной тепловой инерции элементов их конструкций 120

<b>Lapardin N.I.</b> Liquid-vapor equilibria, density and viscosity of the mixture of refrigerant R134a with lubricating oil ISO 68 <b>Лапардин Н.И.</b> Фазовое равновесие жидкость-пар, плотность и вязкость смеси хладона R134a и смазочного масла ISO 68	126
<b>Mustafaeva A.K., Kabulov B.B., Anuarbekova A.S., Baitakova A.K.</b> Fluidizing apparatus for frozen food <b>Мустафаева А.К., Кабулов Б.Б., Ануарбекова А.С., Байтакова А.К.</b> Флюидизационные аппараты для замораживания пищевых продуктов Тамақ өнімдерін мұздатуға арналған флюидизациялау аппараттар	131
<b>Korshunov A.B., Korshunov B.P.</b> Energy-saving cooling systems with natural cold and environmentally friendly coolant <b>Коршунов А.Б., Коршунов Б.П.</b> Энергосберегающие охлаждающие системы с природным холодом и экологически безопасным хладоносителем	133
<b>Ovsyannikov V.Yu., Altayuly S.</b> The study of the concentration of curd whey by freezing <b>Овсянников В.Ю., Алтайулы С.</b> Исследование процесса концентрирования творожной сыворотки методом вымораживания	138
<b>Petrov E.T., Kruglov A.A., Tsoy A.P.</b> Aspects of reconstruction of cold supply systems for oil dewaxing plants <b>Петров Е.Т., Круглов А.А., Цой А.П.</b> Особенности реконструкции систем холодоснабжения установок депарафинизации масел	144
<b>Radchenko N.I., Radchenko A.N., Tsoy A.P., Kantor S.A., Tkachenko V.S.</b> Improving the efficiency of railway conditioners in actual climatic conditions of operation <b>Радченко Н.И., Радченко А.Н., Цой А.П., Кантор С.А., Ткаченко В.С.</b> Повышение эффективности железнодорожных кондиционеров в реальных климатических условиях эксплуатации	146
<b>Rykov S.V., Kudriavtseva I.V., Sverdlov A.V., Rykov V.A.</b> Calculation method of the phase balance line r1234yfin the temperature range from 122.6 k to 385.85 k <b>Рыков С.В., Кудрявцева И.В., Сverdlov А.В., Рыков В.А.</b> Метод расчета линии фазового равновесия r1234yfv диапазоне температур от 122,6 к до 385,85 к	156
<b>Radchenko R.N., Radchenko N.I., Tsoy A.P., Forduy S.G., Zubarev A.A.</b> Utilizing the heat of gas module by an absorption lithium-bromide chiller with an ejector booster stage <b>Радченко Р.Н., Радченко Н.И., Цой А.П., Фордуй С.Г., Зубарев А.А.</b> Утилизация теплоты газового модуля абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной с эжекторной бустерной ступенью	164
<b>Biletsky E.V., Petrenko E.V., Semeniuk D.P.</b> Calculation of heat exchange during non-newtonian materials <b>Белецкий Э.В., Петренко Е.В., Семенюк Д.П.</b> Расчет теплообмена при течении неньютоновских материалов	173



- Radchenko N.I., Radchenko A.N., Tsoy A.P., Kantor S.A., Portnoi B.S.**  
Increasing the efficiency of gas turbine inlet air cooling in climatic conditions of Kazakhstan and Ukraine  
**Радченко Н.И., Радченко А.Н., Цой А.П., Кантор С.А., Портной Б.С.**  
Повышение эффективности охлаждения воздуха на входе газовых турбин в климатических условиях Казахстана и Украины 180
- Suhov E.V., Tazitdinov R.R.**  
Danfoss semi-welded plate heat exchangers  
**Сухов Е.В., Тазитдинов Р.Р.**  
Полусварные пластинчатые теплообменники danfoss 190
- Suhov E.V., Tazitdinov R.R.**  
Safe defrost with hot vapors with electromagnetic valves ICSH  
**Сухов Е.В., Тазитдинов Р.Р.**  
Безопасная оттайка горячими парами с электромагнитными клапанами ICSH 193
- Tsoy A.P., Titlov A.S., Alimkeshova A.H., Jamasheva R.A.**  
Разработка автономных систем охлаждения на базе возобновляемых и бросовых источниках тепловой энергии  
**Цой А.П., Титлов А.С., Алимкешова А.Х., Джамашева Р.А.**  
Development of autonomous cooling systems on the basis of renewable and cable sources of heat energy 196
- Umyrzhhan T.N., Toimbayev A.B., Stepanova O.A., Yermolenko M.V., Kassymov A.B.**  
Application of heat pump technologies to increase the efficiency of steam turbine installations  
**Умыржан Т.Н., Тоимбаев А.Б., Степанова О.А., Ермоленко М.В., Касымов А.Б.**  
Применение технологии тепловых насосов для повышения эффективности паровых турбинных установок 211
- Toimbayev A.B., Yermolenko M.V., Stepanova O.A., Akimov M.M.**  
On the application of energy-saving technologies for using heat pumps for hot water supply and heating  
**Тоимбаев А.Б., Ермоленко М.В., Степанова О.А., Акимов М.М., Мустамбаев Н.К.**  
К вопросу применения энергосберегающих технологий по средствам использования тепловых насосов для горячего водоснабжения и отопления 214
- Tvorogova A.A., Shobanova T.V., Landikhovskaya A.V., Sitnikova P.B., Gurskiy I.A.**  
Trends of the intensification of nucleation process in the ice cream production  
**Творогова А. А., Шобанова Т.В., Ландиховская А. В., Ситникова П. Б., Гурский И.А.**  
Направления интенсификации нуклеации в производстве мороженого 218
- Yusha V.L., Filkin N.Yu., Fot A.N.**  
Increasing the energy efficiency of refrigerating machines by using a combined cooling system with a zone air condenser blowing system  
**Юша В.Л., Филькин Н.Ю., Фот А.Н.**  
Повышение энергоэффективности холодильных машин применением комбинированной системы охлаждения с зональной системой обдува воздушных конденсаторов 224
- Radchenko N.I., Trushliakov E.I., Radchenko A.N., Tsoy A.P., Shchesiuk O.V.**  
Methods to determine a design cooling capacity of ambient air conditioning systems in climatic conditions of Ukraine and Kazakhstan  
**Радченко Н.И., Трушляков Е.И., Радченко А.Н., Цой А.П., Щесюк О.В.**  
Методы определения проектной холодопроизводительности систем кондиционирования наружного воздуха в климатических условиях Украины и Казахстана 230
- Kakimov A.K., Kabdylzhar B.K., Yessimbekov Zh.S., Suychinov A.K., Baikadamova A.M.**  
Studying the effect of cooling process and fine grinding modes on the qualitative indicators of meat-paste paste  
**Какимов А.К., Кабдылжар Б.К., Есимбеков Ж.С., Суйчинов А.К., Байкадамова А.М.**  
Исследование влияния процесса охлаждения и режимов тонкого измельчения на качественные показатели мясокостной пасты 237

Технический редактор

Тусупова Ж.М.

Редактор

Кутнякова Е.Ю.

Компьютерная верстка

Тағаева А.Ж.

**За стиль и орфографию авторов редакция ответственности не несет**

---

Сдано в набор 15.06.20. Подписано в печать 22.06.20.  
Формат 60x84 1/18. Бумага офсетная. Печать RISO.  
Объем 14,5 у.п.л. Тираж 100 экз. Заказ №9

---

Отпечатано в издательском отделе АТУ  
050012, г. Алматы, ул. Толе би, 100