

# ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ТЕХНОЛОГІЯ REFRIGERATION ENGINEERING AND TECHNOLOGY



Генеральний спонсор видання  
Одеський припортовий завод

Спонсор видання  
Благодійний фонд «Ціацан»

науково-технічний журнал

Заснований у 1965 році  
Виходить шість разів на рік

Мови видання:  
українська, російська, англійська

**ТОМ 53 ВИПУСК 5  
2017**

ISSN (print)

**0453-8307**

Журнал включено до Переліку наукових видань, в яких можуть публікуватися основні результати дисертаційних робіт (Наказ МОН України від 4 липня 2014 р. № 793, додаток № 8)

## Засновники:

Одеська національна академія харчових технологій  
Українська філія Міжнародної академії холоду

## Свідоцтво:

КВ № 21283-11083ПР 26.03.2015

## Founders:

Odesa National Academy of Food Technologies  
Ukrainian branch of International Academy of Refrigeration

## Certificate:

КВ № 21283-11083ПР 26.03.2015

## Редакційна колегія:

Головний редактор  
д-р техн. наук, професор **М.Г. Хмельнюк**  
Заступник головного редактора:  
д-р техн. наук, професор **Л.І. Морозюк**  
д-р техн. наук, проф. **В.О. Балашов**  
д-р техн. наук, проф. **Л.Н. Беркман**  
д-р техн. наук, проф. **О.А. Вассерман**  
д-р техн. наук, проф. **О.В. Дорошенко**  
д-р техн. наук, проф. **В.П. Желєзний**  
д-р техн. наук, проф. **Б.В. Косой**  
д-р техн. наук, проф. **Н.О. Князєва**  
д-р техн. наук, проф. **Г.К. Лавренченко**  
д-р техн. наук, проф. **В.О. Мазур**  
д-р техн. наук, проф. **В.І. Мілованов**  
д-р техн. наук, проф. **В.І. Недоступ**  
д-р техн. наук, проф. **В.Р. Нікульшин**  
д-р техн. наук, проф. **В.М. Плотніков**  
д-р техн. наук, проф. **М.І. Радченко**  
д-р техн. наук, проф. **І.В. Стрелковська**  
д-р техн. наук, проф. **Л.М. Тележенко**  
проф. **І.М. Абдулагатов**, США  
проф. **А. Бежан**, США  
проф. **Б. Блюхер**, США  
проф. **Г. Венкатараснам**, Індія  
проф. **С. Какач**, Турція  
проф. **Ш. Морі**, Японія  
проф. **С. Ржошка**, Польща  
проф. **Л. Васильєв**, Білорусь  
д-р техн. наук, проф. **А.В. Бараненко**, Росія  
д-р техн. наук, проф. **В.Л. Бондаренко**, Росія  
д-р техн. наук, проф. **А.А. Кішкін**, Росія  
канд. техн. наук, проф. **А.П. Цой**, Казахстан

Відповідальний редактор **О.С. Бодюл**

**Адреса редакції:** вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, 65082  
телефон: +38 (048) 720-91-79  
e-mail: reftech@ukr.net      www.reftech.onaft.edu.ua

## Editorial Board:

Editor-in-Chief  
Dr.Sc., professor, **M. Khmeliuk**  
Deputy chief editor  
Dr.Sc., professor **L. Morosuk**  
Dr.Sc., professor **V. Balashov**  
Dr.Sc., professor **L. Berkman**  
Dr.Sc., professor **O. Vasserman**  
Dr.Sc., professor **A. Doroshenko**  
Dr.Sc., professor **V. Zhelezny**  
Dr.Sc., professor **B. Kosoy**  
Dr.Sc., professor **N. Knyazeva**  
Dr.Sc., professor **G. Lavrenchenko**  
Dr.Sc., professor **V. Mazur**  
Dr.Sc., professor **V. Milovanov**  
Dr.Sc., professor **V. Nedostup**  
Dr.Sc., professor **V. Nikulshin**  
Dr.Sc., professor **V. Plotnikov**  
Dr.Sc., professor **N. Radchenko**  
Dr.Sc., professor **I. Strelkovska**  
Dr.Sc., professor **L. Telezhenko**  
Research professor **I.M. Abdulagatov**, USA  
Professor **A. Bejan**, USA  
PhD., professor **B. Blyukher**, USA  
Professor **G. Venkatarathnam**, INDIA  
Professor **S. Kakac**, Turkey  
Assoc. professor **S. Mori**, Japan  
Professor **S. Rzoska**, Poland  
Professor **L. Vasiliev**, Belarus  
Dr.Sc., professor **A.V. Baranenko**, Russia  
Dr.Sc., professor **V.L. Bondarenko**, Russia  
Dr.Sc., professor **A.A. Kishkin**, Russia  
Cand. techn. scien. **A.P. Tsoy**, Kazakhstan

Executive editor **O. Bodiul**

**Address:** Dvorianska str., 1/3, Odesa, 65082  
phone: +38 (048) 720-91-79  
e-mail: reftech@ukr.net      www.reftech.onaft.edu.ua

Підписано до друку 08.09.2017. Рекомендовано до друку та поширення в мережі Інтернет Вченою Радою ОНАХТ (протокол №1 від 08 вересня 2017 р.) Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>8</sub>. Гарнітура Times New Roman. Друк різнографічний. Ум.-друк. арк. 5. Тираж 110 прим.

Видруковано в типографії «Діол-Принт»

© Одеська національна академія харчових технологій,  
2017

# ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ТЕХНОЛОГІЯ

Том 53 Випуск 5  
2017

## В НОМЕРІ:

### ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА

**Холодков А. О., Титлов А. С.**

Результаты экспериментальных исследований генераторных узлов абсорбционных холодильных приборов, работающих в широком диапазоне температур окружающей среды 4

**Горін В. В.**

Теплообмін при конденсації всередині мініканалів 14

### ЕНЕРГЕТИКА ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

**Kravchenko M. B.**

Application of the Open Cycle Stirling Engine Driven with Liquid Nitrogen for the Non-Polluting Automobiles 23

**Rogankov V. B., Shvets M. V., Rogankov O. V.**

New Non-Stationary Gradient Model of Heat-Mass-Electric Charge Transfer in Thin Porous Media 33

**Жихарева Н. В., Бабой Є. О., Талибли Р. Е., Жихарева Н. О.**

Шляхи підвищення енергоефективності систем кондиціонування повітря в басейні 47

### ХОЛОДИЛЬНІ ТА СУПУТНІ ТЕХНОЛОГІЇ

**Petushenko S.**

Cooling System for Primary Low Temperature Processing and Storage of Grains of Small Frachioned 52

**Козаченко И. С., Лагутин А. Е.**

Оценка влияния исходных уравнений плотности и теплопроводности инея на результаты прогнозирования скорости формирования замороженного слоя 59

### АВТОМАТИКА, КОМП'ЮТЕРНІ ТА ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ

**Дубна С. М., Гурский А. А., Гончаренко А. Е., Пантелюк Н. А.**

Разработка алгоритмов управления процессами охлаждения продуктов в туннельных камерах 67

**Бодюл Е. С.**

Автоматизированная система для определения теплофизических свойств технических веществ 72

**Зіменко Л. М.**

Метод забезпечення структурної живучості інтелектуальної надбудови з децентралізованим принципом управління 78

**Смирнова Е. В., Смирнов А. О., Ольшевская О. В., Владимирова В. Б.**

Проблематика использования интернета вещей на примере smart-холодильников 84

# REFRIGERATION ENGINEERING AND TECHNOLOGY

Volume 53 Issue 5  
2017

## IN ISSUE:

### REFRIGERATION ENGINEERING

- Kholodkov A. O., Titlov A. S.**  
Simulation of the Thermal Regime of the Reflux Condenser Domestic Absorption Refrigeration Unit 4
- Gorin V. V.**  
Heat Exchange Under Condensation Inside Minichannels 14

### POWER ENGINEERING AND ENERGY SAVING

- Kravchenko M. B.**  
Application of the Open Cycle Stirling Engine Driven with Liquid Nitrogen for the Non-Polluting Automobiles 23
- Rogankov V. B., Shvets M. V., Rogankov O. V.**  
New Non-Stationary Gradient Model of Heat-Mass-Electric Charge Transfer in Thin Porous Media 33
- Zhykhareva N. V., Baboy E. O., Talybly R. E., Zhykhareva N. O.**  
Ways to Improve the Energy Efficiency of Air-Conditioning Systems of Swimming Pools 47

### REFRIGERATING AND ACCOMPANYING TECHNOLOGIES

- Petushenko S.**  
Cooling System for Primary Low Temperature Processing and Storage of Grains of Small Frachioned 52
- Kozachenko I. S., Lagutin A. E.**  
Evaluation of Influence of Initial Frost Density and Thermal Conductivity on the Results of the Frozen Layer Formation Speed Predicting 59

### AUTOMATIC, COMPUTER AND TELECOMMUNICATION TECHNOLOGIES

- Dubna S. M., Gursky A. A., Goncharenko A. E., Panteleiq N. A.**  
Development of Algorithms in Control of the Products Cooling Processes in the Tunnel Cameras 67
- Bodiul E. S.**  
Automated System for Determination of Thermophysical Properties of Technical Substances 72
- Zimenko L. M.**  
Method of Structural Survivability Providing of Intelligent Superstructure with Decentralized Control Principle 78
- Smirnova K., Smirnov A., Olshevska O., Vladimirova V.**  
The Problem of Using the Internet of Things on the Example of Smart Refrigerators 84

## ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА

УДК 621.575.932:621.565.92

### Результаты экспериментальных исследований генераторных узлов абсорбционных холодильных приборов, работающих в широком диапазоне температур окружающей среды

А. О. Холодков, А. С. Титлов

Одесская национальная академия пищевых технологий (ОНАПТ), Канатная, 112, Одесса, 65039

✉ e-mail: titlov1959@gmail.com

*Представлены результаты экспериментальных исследований генераторных узлов абсорбционных холодильных приборов в диапазоне температур воздуха окружающей среды 8...34 °С. Показана необходимость установки тепловой изоляции на всей длине подъемного участка дефлегматора, причем для различных температурных условий эксплуатации теплотехнические характеристики теплоизоляции должны изменяться. Определена оптимальная температура, характеризующая положение фронта инертного газа в конденсаторе холодильного агрегата. Показано, что содержание водяного пара в смеси с аммиаком до 4 % не снижает интенсивности процесса испарения, а позволяет до минимума сократить время пускового периода. Предложен энергосберегающий способ управления абсорбционным холодильным прибором, позволяющий снизить энергопотребление в широком диапазоне температур воздуха окружающей среды до 36 %.*

**Ключевые слова:** абсорбционный холодильный прибор; экспериментальные исследования; генераторный узел; дефлегматор; энергетическая эффективность; влияние температуры окружающей среды

### Результати експериментальних досліджень генераторних вузлів абсорбційних холодильних приладів, що працюють в широкому діапазоні температур навколишнього середовища

А. О. Холодков, О. С. Титлов

Одеська національна академія харчових технологій, Канатна, 112, Одеса, 65039, Україна

✉ e-mail: titlov1959@gmail.com

*Представлено результати експериментальних досліджень генераторних вузлів абсорбційних холодильних приладів в діапазоні температур повітря навколишнього середовища 8... 34°С. Показано необхідність установки теплової ізоляції на всій довжині підйомної ділянки дефлегматора, причому для різних температурних умов експлуатації теплотехнічні характеристики теплоізоляції повинні змінюватися. Визначено оптимальну температуру, яка характеризує стан фронту інертного газу в конденсаторі холодильного агрегату. Показано, що вміст водяної пари в суміші з аміаком до 4% не знижує інтенсивності процесу випаровування, а дозволяє до мінімуму скоротити час пускового періоду. Запропоновано енергозберігаючий спосіб управління абсорбційним холодильним приладом, що дозволяє знизити енергоспоживання в широкому діапазоні температур повітря навколишнього середовища до 36%.*

**Ключові слова:** абсорбційний холодильний прилад; експериментальні дослідження; генераторний вузол; дефлегматор; енергетична ефективність; вплив температури навколишнього середовища.

© The Author(s) 2017. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

#### 1 Введение

Несмотря на небольшую долю в ассортименте моделей бытовой холодильной техники (в среднем 5-10 % [1]) бытовые абсорбционные холодильные приборы (АХП), в состав которых входит абсорбционный холодильный агрегат (АХА), пользуются спросом на мировом рынке бытовой холодильной техники благодаря широкому диапазону рабочих температур – от минус

24...минус 18 °С (длительное низкотемпературное хранение) до 12 °С (хранение плодоовощной продукции и охлажденных напитков), а также комплексу присущих только им качеств как: бесшумность в работе, что делает их практически незаменимыми в гостиницах, офисах, кабинетах, жилых комнатах, больницах и т.д.); возможность работы на неэлектрических энергоносителях (природный газ, дизельное топливо, бензин, керосин, пропан-бутан, биогаз, энергия солнечного излуче-

ния, выхлопные газы ДВС); возможность использования в одном аппарате различных источников энергии, например, переменный ток (220 В), постоянный ток (12 В и 24 В), горелочное устройство [2].

Кроме этого, АХП имеют следующие преимущества перед широко распространенными компрессионными моделями [2]: высокая надежность и длительный ресурс эксплуатации из-за отсутствия в конструкциях компрессора; возможность работы на электрических источниках низкого качества (диапазон напряжения в сети 160...250 В); более низкая себестоимость (из-за отсутствия в конструкциях цветных металлов), а, следовательно, доступность широким слоям населения. Немаловажным положительным аспектом производства АХП является и экологическая безопасность рабочего тела (водоаммиачного раствора с инертным газом-водородом), что исключает дорогостоящие мероприятия по переходу на природные хладагенты, а недавние исследования Очеретяного Ю.А. [3] показали перспективы использования АХП как на автомобильном (при тряске), так и на речном и малом морском транспорте (при наклонах и дифферентах).

Вместе с тем АХП имеют повышенное, по сравнению с компрессионными аналогами, энергопотребление при эксплуатации из-за термодинамического несовершенства абсорбционного холодильного цикла [4], наличия малоинтенсивных диффузионных процессов массообмена в испарителе и абсорбере [5] и потери, связанные с выпариванием и последующей транспортировкой аммиака из генераторного узла в конденсатор и далее испаритель [6].

Системный анализ показал, что наибольший эффект в энергосбережении при эксплуатации АХП при минимальных изменениях конструкции может быть достигнут при совершенствовании режимов работы генераторных узлов [7], в частности, при оптимальных, в части транспортных потерь, режимах транспортировки аммиака в конденсатор АХА во всем диапазоне температур воздуха окружающей среды [6].

Как отмечалось ранее, при низких температурах воздуха окружающей среды на подъемном участке дефлегматора возникают нерасчетные потери, связанные с дополнительной конденсацией чистого аммиака [6].

Решение такой задачи в большинстве случаев сводится к созданию базовых физических моделей [8], обеспечивающих необходимый энергетический выход, однако, при этом далеко не всегда принимаются во внимание [9] или упрощаются [10] особенности реальных процессов гидродинамики и тепломассообмена.

Поэтому основное направление современных исследований нацелено на качественное получение экспериментальных данных.

Экспериментальные исследования в настоящей работе, во-первых, предназначены для определения степени достоверности разработанных методик моделирования тепловых режимов дефлегматора в составе генераторного узла АХА [9, 10], в том числе и принятых допущений.

Во-вторых, для разработки энергосберегающих способов управления АХП необходима информация об особенностях эксплуатации всех элементов конструкции, как в широком диапазоне температур воздуха окружающей среды, так и пусковых и переходных режимах.

Эти две главные задачи настоящих экспериментальных исследований.

Для решения поставленных задач необходимо определить температуры в характерных точках АХА и камере холодильного прибора согласно нормативным требованиям [11], при различных значениях тепловой нагрузки в генераторе АХА и температурах окружающей среды в стационарных, пусковых и переходных режимах. Провести экспериментальные исследования тепловых режимов АХП следует при различных условиях теплообмена на подъемном участке дефлегматора.

Таковыми являются задачи экспериментальных исследований.

В качестве объекта экспериментальных исследований использовали АХП производства Васильковского завода холодильников, разработанный совместно со специалистами ОНАПТ и защищенный охранным документом [12].

АХП представляет собой однокамерный холодильник с холодильной камерой (ХК) и низкотемпературным отделением (НТО) марки «Киев-410 АШ-160» (рисунок 1). В отличие от большинства моделей абсорбционных холодильников АХП имеет НТО в виде алюминиевого короба, а испаритель абсорбционного холодильного агрегата расположен в гидротеплоизолированном коробе.



*Рисунок 1* – Общий вид объекта экспериментальных исследований

Методика проведения экспериментальных исследований разработана на основе нормативных требований [11] и опыта других исследователей [13].

В процессе экспериментальных исследований подавалась и регистрировалась тепловая нагрузка в генератор-термосифон АХА в диапазоне значений 60-150 Вт. В нестационарных режимах подвода тепловой нагрузки в переходных режимах регистрировалось суточное потребление электроэнергии. Исследования проводили в диапазоне температур воздуха окружающей среды от 8...11 °С до 31...34 °С.

Для изучения особенностей эксплуатации бытового АХП в широком диапазоне температур воздуха окружающей среды и проверки ранее сформулированных положений на подъемном участке дефлегматора дополнительно устанавливался теплоизоляционный кожух из

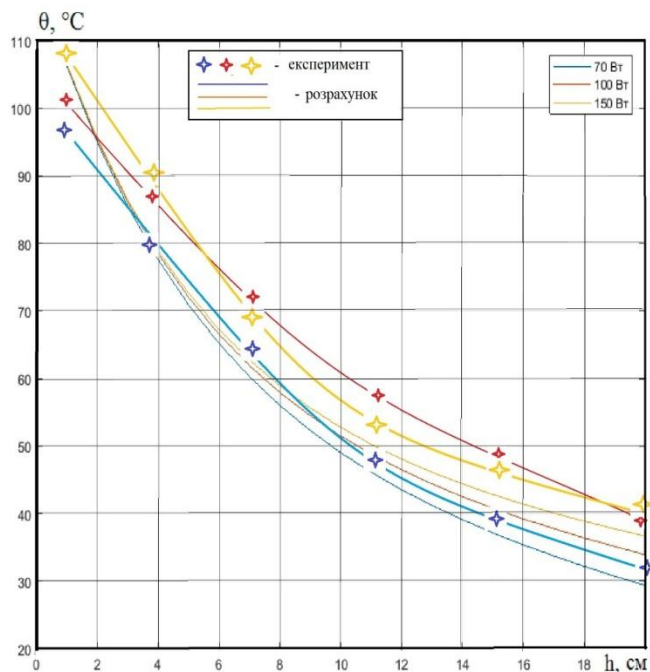
стекловолокна. Во всех случаях в процессе проведения экспериментальных исследований регистрировались температуры: элементов АХА в 14 точках, при этом основное внимание уделялось дефлегматору – на нем установили 10 датчиков температуры; ребра панели в ХК в зоне установки типового датчика температуры термореле системы позиционного управления АХП «Киев-410 АШ-160»; воздушного объема НТО и ХК в соответствии с нормативными требованиями [11]; воздуха окружающей среды.

Результаты экспериментальных исследований различных режимов работы АХП представлены в виде зависимостей температуры в характерных точках от тепловой нагрузки генератора-термосифона и различных температурах воздуха окружающей среды.

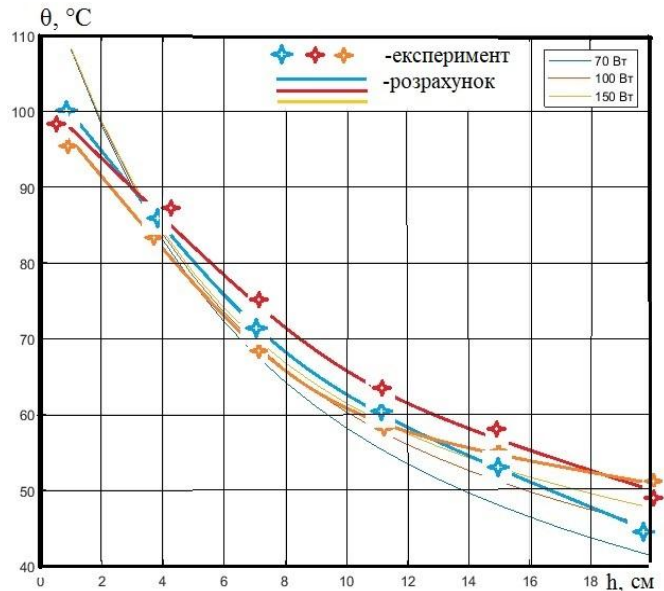
## 2 Результаты экспериментальных исследований и их анализ

На первом этапе было проведено сравнение результатов моделирования тепловых режимов дефлегматора и экспериментальных данных. Результаты сравнительного анализа для дефлегматора без тепловой изоляции или традиционного исполнения приведены на рис.2-3.

Их анализ показывает, что имеет место хорошее качественное согласование. Функциональные зависимости укладываются в диапазон, на превышающий  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а в среднем, разность составляет порядка  $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Максимальная погрешность до  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  наблюдается на начальном участке, причем расчётные температуры всегда выше реальных. Как показал анализ, это связано с неучтенными при моделировании тепловыми потерями от теплообмена с окружающей средой до входа на дефлегматор.



**Рисунок 2** – Расчетные и экспериментальные значения температур подъемного незакрытого теплоизоляцией участка дефлегматора при температуре воздуха окружающей среды  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  и при различных значениях тепловой нагрузки генератора-термосифона



**Рисунок 3** – Расчетные и экспериментальные значения температур подъемного незакрытого теплоизоляцией участка дефлегматора при температуре воздуха окружающей среды  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$  и при различных значениях тепловой нагрузки генератора-термосифона

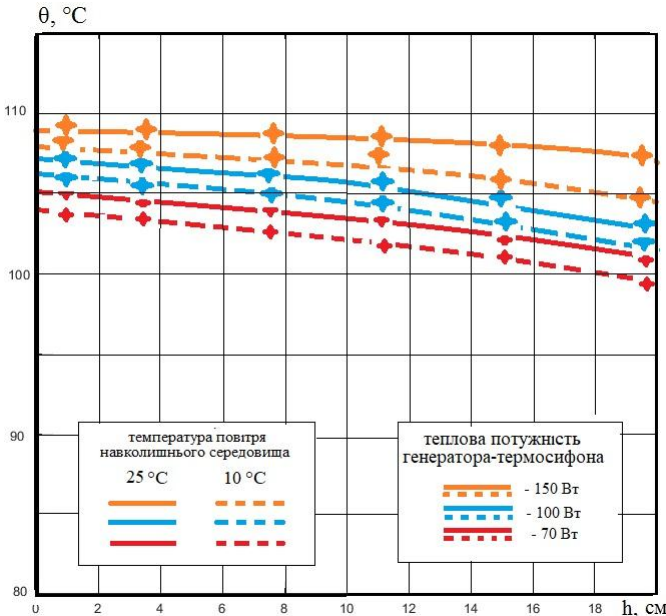
Приведенные на рисунках 2 и 3 результаты показывают и рост уровня рабочих температур на дефлегматоре при соответствующем увеличении температуры наружного воздуха: при  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  – это  $30\text{...}40\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а при  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . –  $42\text{...}52\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Результаты, представленные на рисунках 3-7, служат ответом на вопрос о причинах нерабочего состояния АХА при эксплуатации в условиях низких температур воздуха окружающей среды, в нашем случае  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Так, полученные результаты подтверждают сложившиеся представления о физических процессах [14], проходящих в дефлегматоре – максимальная очистка пара водоаммиачной смеси (ВАС) проходит на начальном участке с максимальным отводом тепла в окружающую среду. На конечном участке дефлегматора температура ниже, чем температура насыщения чистого аммиака  $49\text{ }^{\circ}\text{C}$  [15], даже с учетом расчетных перепадов температур между стенкой и потока ВАС. Таким образом в конце подъемного участка дефлегматора (перед входом в конденсатор) находится фронт инертного газаводорода. Динамического напора потока пара ВАС недостаточно, чтобы отеснить фронт в конденсатор и начать процесс сжижения аммиака. В этом режиме, несмотря на подвод тепловой энергии и процессы парообразования в генераторе-термосифоне АХА холодильный абсорбционный цикл не запускается.

При температуре воздуха окружающей среды  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$  разность температур между стенкой и воздухом снижается. Интенсивность теплообмена падает и, соответственно, потери от нерасчётной конденсации пара аммиака на подъемном участке снижаются. Динамический напор потока ВАС увеличивается и инертный газ вытесняется в конденсатор. Далее пар аммиака сжижается с отводом тепла фазового перехода в окружающую среду и стекает по наклонной трубе конденсатора в

испаритель, где запускается процесс производства искусственного холода.

На рисунке 4 приведены результаты экспериментальных исследований температурных полей подъемного «адиабатного» участка дефлегматора при различных значениях температур воздуха окружающей среды и различных значениях тепловой нагрузки генератора-термосифона.



**Рисунок 4** – Результаты экспериментальных исследований температурных полей подъемного «адиабатного» участка дефлегматора при различных значениях температур воздуха окружающей среды и различных значениях тепловой нагрузки генератора-термосифона.

Здесь термин «адиабатный» участок относится к тепловой изоляции из стекловолокна  $\lambda = 0,056 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$  с наружным диаметром  $80 \text{ мм}$ , установленной на изначально незакрытой тепловой изоляцией подъемном участке диаметром  $16 \text{ мм}$ .

Сравнение с расчетными результатами не проводилось из-за отсутствия последних для стационарного режима работы (после выхода на режим).

Результаты экспериментальных исследований при сравнении с расчетными также показывают незначительный перепад температур по высоте подъемного участка дефлегматора. Так, при тепловой нагрузке  $150 \text{ Вт}$  перепад составляет  $2^\circ\text{C}$ , как в условиях умеренных, так и низких температур воздуха окружающей среды. Аналогичная ситуация и для режимов с меньшими тепловыми нагрузками. Максимальные перепад температур по высоте дефлегматора наблюдается при тепловой нагрузке  $70 \text{ Вт}$  и составляет  $5^\circ\text{C}$ .

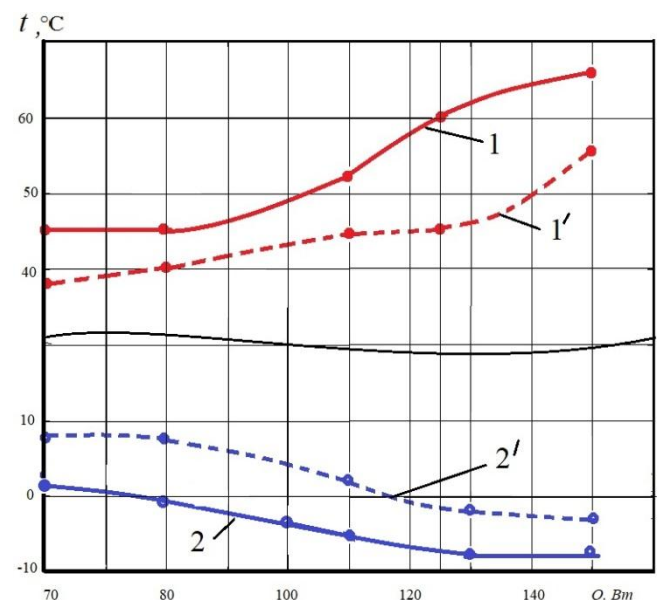
При снижении тепловой нагрузки в генераторе-термосифоне наблюдалось и снижение уровня температур на подъемной участке дефлегматора: при  $150 \text{ Вт}$  – это  $107\dots 108^\circ\text{C}$ ; при  $100 \text{ Вт}$  –  $106\dots 104^\circ\text{C}$ ; при  $75 \text{ Вт}$  –  $105\dots 100^\circ\text{C}$ . Такая тенденция объясняется реальной «неадиабатностью» теплоизоляционного кожуха подъемной части дефлегматора и, хотя и незначительными, но тепловыми потерями в окружающую среду.

Тем не менее наличие тепловой изоляции значительно улучшает транспортные возможности подъемного участка дефлегматора может рассматриваться в качестве предложений об энергетическом совершенствовании бытовых АХП данного типа.

На рисунке 5 представлена экспериментальная зависимость температуры стенки на выходе подъемного участка дефлегматора и температуры на ребре панели ХК при температуре воздуха окружающей среды  $25^\circ\text{C}$  от тепловой нагрузки генератора-термосифона и приведено сравнение «адиабатной» и нетеплоизолированной конструкции дефлегматора. Температура наружного воздуха  $25^\circ\text{C}$  является нормативной при определении суточного энергопотребления бытовых холодильных приборов всех типов [11]. Значительное большинство бытовых холодильных приборов эксплуатируются именно в зоне этой температуры.

Анализ представленных на рисунке 5 результатов показывает перспективность установки «адиабатной» тепловой изоляции на подъемном участке дефлегматора. Во все диапазоне тепловых нагрузок  $70\dots 150 \text{ Вт}$  можно обеспечить требуемые температурные режимы в объеме ХК – не выше  $5^\circ\text{C}$  [11].

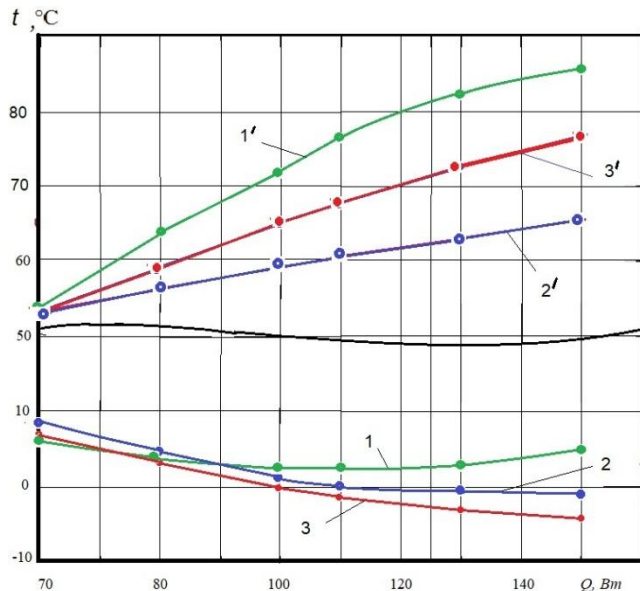
На представленных зависимостях температурам в ХК соответствуют и температуры на выходном участке дефлегматора. Как видно, максимальная холодопроизводительность АХА соответствует температурам на выходе дефлегматора  $60\dots 65^\circ\text{C}$  при тепловой изоляции подъемного участка и  $45\dots 55^\circ\text{C}$  при отсутствии тепловой изоляции, т.е. в серийном исполнении. Эти значения температур можно рекомендовать для идентификации режимов с максимальной холодопроизводительностью испарителя.



**Рисунок 5** – Зависимость температуры стенки на выходе подъемного участка дефлегматора и температуры на ребре панели ХК при температуре воздуха окружающей среды  $25^\circ\text{C}$  от тепловой нагрузки генератора-термосифона: 1,2(1',2') – дефлегматор с «адиабатной» тепловой изоляцией (без тепловой изоляции); 1,1' – температура на ребре панели ХК; 2,2' – температура стенки на выходе подъемного участка дефлегматора.

На рисунке 6 представлена зависимость температуры стенки на выходе подъемного участка дефлегматора и температуры на ребре панели ХК при температуре воздуха окружающей среды 32 °С от тепловой нагрузки генератора-термосифона.

Рассмотрены три случая: серийный вариант (без тепловой изоляции); минимальная тепловая изоляция; «адиабатная» тепловая изоляция. Минимальная тепловая изоляция подъемного участка дефлегматора соответствует рекомендациям, изложенным в [16] и составляет слой толщиной 3...4 мм из стекловолокна.



**Рисунок 6** – Зависимость температуры стенки на выходе подъемного участка дефлегматора и температуры на ребре панели ХК при температуре воздуха окружающей среды 32 °С от тепловой нагрузки генератора-термосифона и условий теплообмена с воздухом окружающей среды: 1,1' – дефлегматор с «адиабатной» тепловой изоляцией; 2,2' – дефлегматор без тепловой изоляции; 3,3' – дефлегматор с минимальной тепловой изоляцией; 1,2,3 – температура на ребре панели ХК; 1',2',3' – температура стенки на выходе подъемного участка дефлегматора

Приведенные результаты показывают, что «адиабатный» кожух в жестких условиях эксплуатации не обеспечивает должный уровень температур охлаждения в ХК во всем диапазоне тепловых нагрузок. В штатном режиме (без теплоизоляции), начиная со 100 Вт тепловой нагрузки генератора-термосифона, уровень температур охлаждения соответствует нормативным требованиям.

Аналогичная ситуация и с объектом, закрытым «минимальной» тепловой изоляцией, но уровень температур охлаждения ниже 2...4 °С. Уровень температур на выходе подъемного участка дефлегматора, идентифицирующих максимальные режимы охлаждения, составляет 74...75 °С.

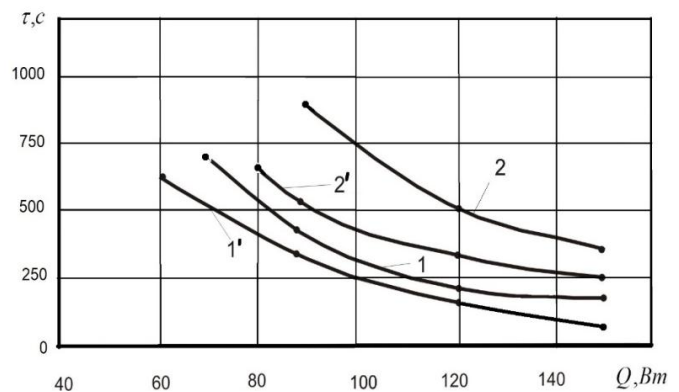
Если принять во внимание расчетные значения температур потока ВАС, то температура реального потока может лежать в диапазоне 100...105 °С. Эти температу-

ры при рабочем давлении 2,0 МПа соответствуют составу ВАС 0,96 [15]. Здесь можно сделать вывод об отсутствии влияния некоторого малого количества воды (до 4%) в потоке ВАС на холодопроизводительность испарителя.

Ранние исследования низкотемпературных АХП с уровнем охлаждения до минус 35...минус 30 °С не подтверждают такой вывод [17], однако это можно объяснить особенностями испарения жидкой смеси при низких парциальных давлениях (до 0,05 МПа), когда появляется влияние всех компонентов [18].

Эти параметры можно рекомендовать для разработки системы энергосберегающего управления при работе в жестких режимах эксплуатации бытового АХП.

Для изучения динамических режимов выхода из нерабочего состояния АХА было проведено обобщение результатов экспериментальных исследований (рисунок 7).



**Рисунок 7**– Зависимость времени прохождения паровой ВАС через дефлегматор АХА при запуске из нерабочего состояния от численных значений тепловой нагрузки в генераторе-термосифоне в различных условиях эксплуатации: температура воздуха окружающей среды: 1,1' – 25 °С; 2,2' – 10 °С; 1, 2 – дефлегматор без дополнительной тепловой изоляции; 1',2' – дефлегматор с «адиабатной» теплоизоляцией

Анализ приведенных результатов показал максимальную скорость продвижения потока ВАС при 150 Вт тепловой нагрузки генератора-термосифона во всех случаях, причем во всем диапазоне тепловой нагрузки наибольшие значения скорости наблюдаются в случае теплоизоляции подъемного участка дефлегматора.

Приведенные результаты позволяют рекомендовать для режимов запуска тепловую нагрузку 150 Вт, которая соответствует и требованиям коррозионной защиты [19] – максимальная температура в генераторе термосифоне не превышает 170 °С [20].

Другим выводом из такого анализа может быть рекомендация установки теплоизоляционного кожуха дефлегматора не только для снижения потерь при транспорте аммиака в конденсатор, но и способность его сохранять тепло в нерабочий период. Так, при отсутствии тепловой изоляции стенки корпуса дефлегматора в нерабочий период достаточно быстро отдают тепло в окружающую среду. Находящийся в канале пар конденсируется, а на его место из ПГК заходит инерт-

ный газ. При запуске требуется для вытеснения инертного газа прогреть стенки дефлегматора, что требует и тепловой энергии, и времени. Наличие тепловой изоляции многократно снижает тепловые потери и стенки дефлегматора в нерабочий период находятся в прогретом состоянии. Особенно это заметно при низких температурах наружного воздуха, когда без дополнительной тепловой изоляции достаточно сложно запустить холодильный цикл.

Проведенный комплекс экспериментальных исследований и их анализ позволил предложить следующие энергосберегающие режимы управления АХП, исследуемого типа.

Так, в условиях пониженных температур воздуха окружающей среды (8...15 °С), когда наиболее благоприятны условия для производства искусственного холода, но существуют проблемы с транспортировкой пара аммиака из генератора-термосифона в конденсатор, можно использовать комбинированный позиционный способ подвода тепловой нагрузки. Требуется «адиабатная» тепловая изоляция подъемного участка дефлегматора.

Такой режим и его сравнение с со штатным (тепловая нагрузка 110 Вт) приведены на рисунке 8. Проведенные испытания показали в этих условиях снижение суточного энергопотребления, исследуемого АХП на 36 % – при 110 Вт – 2,25 кВт·ч/сут, в комбинированном режиме теплоподвода – 1,44 2,25 кВт·ч/сут. Переход от

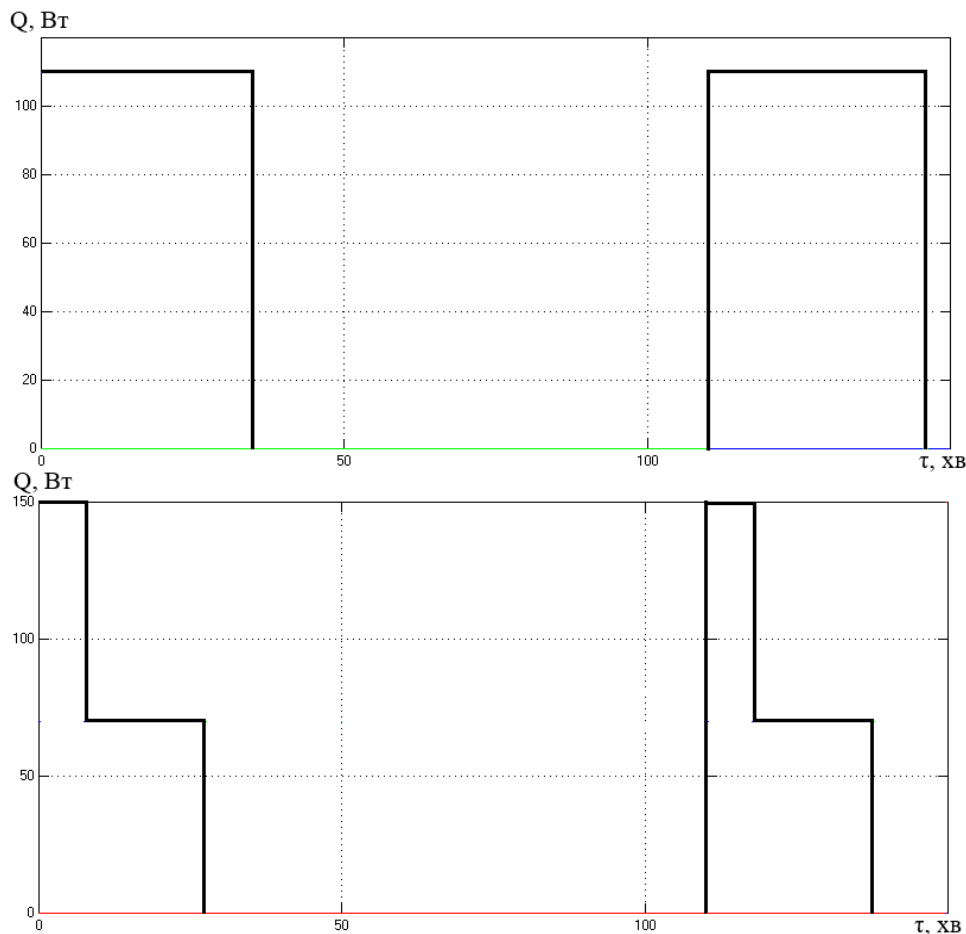
«форсажного» режима запуска 150 Вт к «текущему» 70 Вт осуществляют при прохождении потока ВАС по подъемному участку дефлегматора. Момент перехода определяют по температуре в верхней части дефлегматора 65 °С. Отключение тепловой нагрузки проводят при достижении заданных значений температуры в характерной точке ХК.

В условиях работы бытового АХП при умеренных температурах воздуха окружающей среды (16...27 °С) предлагается работать с постоянно-переменной тепловой нагрузки в генераторе-термосифоне, по аналогии с известными собственными рекомендациями [16]: «ждущий» режим – 40 Вт; «текущий» – 70 Вт.

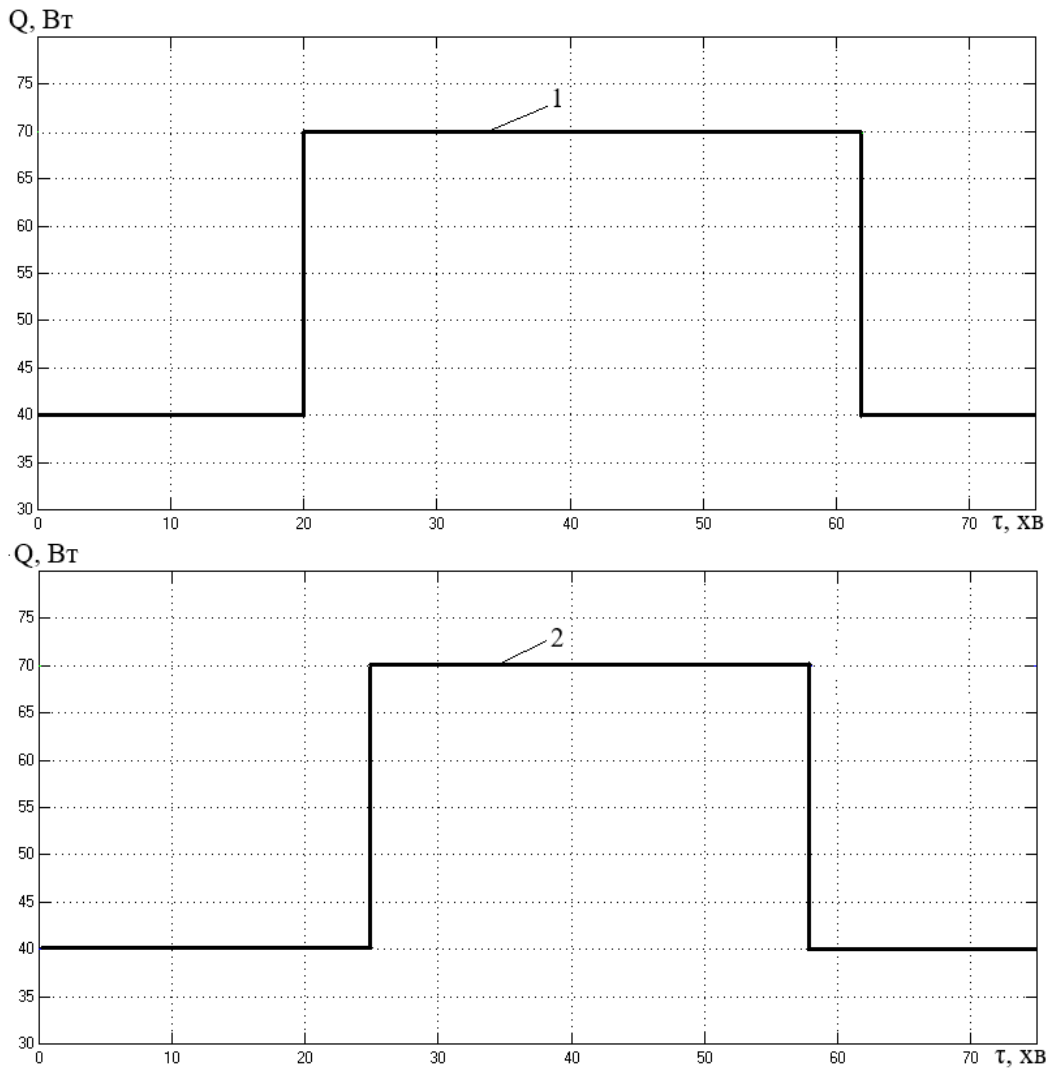
На подъемном участке дефлегматора используется тепловая изоляция «адиабатного» типа. Переход с «ждущего» режима на «текущий» проводится по фиксации температуры в верхней части дефлегматора 60...65 °С. Обратный переход – по достижению заданной температуры в ХК.

Снижение энергопотребления по сравнению со штатным позиционным регулированием составило 18 %.

При работе в условиях повышенных температур воздуха окружающей среды от 28 до 35 °С рекомендуется использовать тепловую изоляцию подъемного участка дефлегматора с минимальным термическим сопротивлением (рисунок 9), например, указанного в настоящей работе типа.



**Рисунок 8** – Сравнение позиционного способа подачи тепловой нагрузки в генератор-термосифон с комбинированным при температуре воздуха окружающей среды 10 °С. При комбинированном управлении на подъемном участке дефлегматора установлена «адиабатная» тепловая изоляция



**Рисунок 9** – Сравнение комбинированных способов подачи тепловой нагрузки в генератор-термосифон при температуре воздуха окружающей среды 25 °С при различных условиях теплоотвода с подъемного участка дефлегматора: 1(2) – без (с) тепловой изоляции подъемного участка; 2 – на подъемном участке дефлегматора установлена «адиабатная» тепловая изоляция

В этих условиях при 110 Вт тепловой нагрузки генератора-термосифона, как правило, режим работы генератора-термосифона «постоянный» [21]. Основное требование к холодильному прибору – обеспечение заданного уровня температур охлаждения [11].

С учетом большей холодопроизводительности испарителя предлагается режим тепловой нагрузки термосифона-генератора 150 Вт, при котором на нижнем диапазоне температур наружного воздуха реализуется позиционный режим работы, а время выхода из нерабочего состояния в рабочее – минимально. Экономия энергопотребления, по сравнению со штатными режимом, при работе с температурой наружного 30...31 °С воздуха составило до 4 %.

Следует отметить, что выделение трех диапазонов температур наружного воздуха достаточно условно и их границы могут накладываться друг на друга.

Результаты экспериментальных исследований, полученные в настоящей работе, позволяют сформировать исходные данные для идентификации АХП, как объекта управления.

### 3 Выводы и рекомендации

1. Выполнен комплекс экспериментальных исследований АХП типа «Киев-410 АШ-160» отечественного производства в диапазоне режимных параметров: тепловая нагрузка генератора-термосифона 60...150 Вт; температура воздуха окружающей среды 8...35 °С. Исследования проведены для условий, моделирующие различные условия теплообмена с окружающей средой подъемного участка дефлегматора АХА: «адиабатный» режим; штатный режим (без тепловой изоляции); промежуточный – с минимальной тепловой изоляцией.

2. Экспериментальные исследования показали приемлемую для инженерного проектирования сходимость результатов моделирования и реальных характеристик, на примере, температурных полей стенки дефлегматора. Такая сходимость позволяет предположить о достоверности результатов моделирования в части определения реальной температуры потока по температуре стенки, которая может достигать 36 °С.

3. На основе анализа результатов моделирования и

экспериментальных исследований показано, что большое количество воды, до 4 %, не оказывает заметного влияния на уровень температур охлаждения в ХК бытового АХП типа «Киев-410 АШ-160».

4. Установка тепловой изоляции по всему подъемному участку дефлегматора способствует не только сокращению потерь при транспортировке аммиака в конденсатор, но уменьшению времени запуска из нерабочего периода.

5. Предложен энергосберегающий способ управления бытовым АХП однокамерного типа с НТО на примере модели отечественного производства «Киев-410 АШ-160» в широком диапазоне температур окружающей среды – от 8 до 35 °С. Способ предполагает варьирование тепловой нагрузки в генераторе-термосифоне в трех условных диапазонах температур наружного воздуха: 8...15 °С; 16...27 °С; 28...35 °С.

При пониженных температурах предложено позиционное регулирование с форсажным запуском в 150 Вт и последующим переходом на 70 Вт. Показано, что это позволит получить экономию тепловой энергии до 36 %. В среднем диапазоне умеренных температур наружного воздуха предлагается работать с постоянно-переменной тепловой нагрузкой: «ждущий» режим – 40 Вт; «текущий» – 70 Вт. Экономия тепловой энергии до 18 %. В зоне повышенных температур наружного воздуха рекомендуется применять позиционный режим с базовой тепловой нагрузкой 150 Вт. Экономия тепловой энергии до 4 %. В первых двух диапазонах рекомендуется применять «адиабатную» тепловую изоляцию. В зоне повышенных температур – тепловую изоляцию с минимальным термическим сопротивлением, в нашем случае – стекловолокно, толщиной 4 мм. Подача-отключение тепловой нагрузки на генераторе-термосифоне производится по заданному значению температуры в характерной точке ХК, а переход с большей нагрузки на меньшую – по значению температуры на выходе подъемного участка дефлегматора – 60...65 °С.

## Литература

1. **Титлов А. С.** Современный уровень разработок и производства бытовых абсорбционных холодильных приборов / А.С. Титлов // Холодильный бизнес. – 2007. – № 8. – С. 12-17; № 9. – С. 28-30; № 10. – С. 47-49; № 11. – С. 46-47.
2. **Титлов А. С.** Современный уровень разработок и производства бытовых абсорбционных холодильных приборов и их экономическая эффективность / А.С. Титлов // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – № 9. – С. 9-17.
3. **Очеретяный Ю. А.** Результаты испытаний транспортного абсорбционного холодильника с горелочным устройством // Холодильна техніка і технологія. – 2007. – № 2. – С. 34-37.
4. **Acuna, A., Velazquez, N., Cerezo, J.** (2013). Energy analysis of an absorption cooling system using lithium nitrate, sodium thiocyanate and water as absorbent substance and ammonia as the refrigerant, 51, 1273-1281.
5. **Ищенко І. М.** Моделювання і аналіз циклів абсорбційних водоаміачних холодильних машин / І.М. Іщенко, О.С. Титлов // Наукові праці ОНАХТ. – 2009. – № 36. – Т.2. – С. 263-266.

6. **Васылив, О. Б.** Моделирование тепловых режимов подъемного участка дефлегматора бытового абсорбционного холодильного агрегата / О.Б. Васылив, А.С. Титлов, А.О. Холодков // Холодильна техніка та технологія. – 2017. – №54(1). – С. 20-26.
7. **Титлов, А. С.** Поиск методов повышения энергетической эффективности абсорбционных холодильных приборов / А.С. Титлов, И.Н. Ищенко, О.А. Титлова, А.О. Холодков, Ю.А. Очеретяный // Холодильна техніка та технологія. – 2017. – №55(2). – С. 21-28. DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/ret.v53i2.591>
8. **Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., & Borde, I.** (2007). The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance. Applied Thermal Engineering, 27(13), 2213-2219. doi:10.1016/j.applthermaleng.2005.07.025.
9. **Bruno Agostini, Francesco Agostini & Mathieu Habert.** Modeling of a Von Platen-Munters diffusion absorption refrigeration cycle. Journal of Physics: Conference Series 745 (2016) 032053. P. 1—8.
10. **Kholodkov A., Titlov A.** Modeling of thermal modes of the reflux condenser of the absorption refrigeration unit. EUREKA: Physics and Engineering. 2017. № 3. P.31-40. DOI: 10.21303/2461-4262.2017.00358.
11. **Kouremenos D. A., Stegou-Sagia A.** The psychrometric problem for the evaporation of NH<sub>3</sub> in NH<sub>3</sub> /H<sub>2</sub> atmosphere in neutral gas absorption refrigeration units for pressures 17,5 to 27,5 bar. Warme-und Stoffubertrag. 1988. Vol. 22. № 6. P. 373—378.
12. ДСТУ 3023-95 (ГОСТ 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91). Прилади холодильні побутові. Експлуатаційні характеристики та методи випробувань [Чинний від 1995-07-20]. Вид. офіц. К.: Держстандарт України, 1996. 22 с.
13. Абсорбционный холодильник: пат. 19328 Україна: МПК5 F 25 В 15/10. № 95321331; заявл. 03.04.91; опубл. 25.12.97, Бюл. №6.
14. **Smirnov G. F., Bukraba M.A., Fattuh T., Nabulsi B.** Domestic Refrigerators with Absorption-Diffusion Units and Heat-Transfer Panels. Int. J. Refrig. 1996. Vol. 19. № 8. P. 517—521.
15. **Stirling H.** Die Verdienste AltenKirchs in die Absorptions-Kuhltechnik. Klima-Kalte-Heizung. 1991. № 4. P.1-8.
16. Справочник. Свойства веществ. Холодильная техника / Богданов С. Н. и др.; СПб. : СПбГАХИТ, 1999. 320 с.
17. **Титлов А. С.** Повышение энергетической эффективности абсорбционных холодильных приборов / А.С. Титлов // Наукові праці ОНАХТ. – 2008 – № 34 – Т.1. – С. 295-303.
18. **Титлов А. С.** Экспериментальные исследования температурно-энергетических характеристик низкотемпературных камер на основе АДХМ / А.С. Титлов, В.В. Завертаний, О.Б. Васылив, Л.Р. Ленский // Тепловые режимы и охлаждение радиоэлектронной аппаратуры. Научно-технический сборник. –1998. – № 1. – С. 60-67.
19. **Титлов А. С.** Методика расчета трехпоточных испарителей абсорбционно-диффузионных холодильных машин / А.С. Титлов, Ю.С. Ботук, О.Б. Васылив, В.В. Завертаний // Вестник Международной Академии Холода. – 1998. – № 2. – С. 26-27.
20. **Ксенофонтова Т. С., Маркив Э. Я., Поляков Д. А.,**

Ходаковская Т. А. Влияние температуры кипения водоаммиачного раствора на коррозию в агрегате бытового абсорбционного холодильника. Холодильная техника. 1986. № 11. С. 31—33.

21. Хобин В. А., Титлова О. А. Энергоэффективное

управление абсорбционными холодильниками. Херсон: Гринь Д.С., 2014. 216 с.

22. Бабакин Б. С., Выгодин В. А. Бытовые холодильники и морозильники. Рязань: Узоречье, 2005. 860 с.

Отримана в редакції 02.06.2017, прийнята до друку 08.09.2017

## Simulation of the Thermal Regime of the Reflux Condenser Domestic Absorption Refrigeration Unit

A. O. Kholodkov, A. S. Titlov

Odesa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatna St., Odesa, 65039, Ukraine

✉ e-mail: titlov1959@gmail.com

*Absorption refrigerators (AHP) have advantages over widely known compression analogues: high reliability and long service life; the possibility of working on low quality electrical sources; lower cost price, and accessibility to the general public. An important aspect is the ecological safety of the working fluid (water-ammonia solution with inert gas-hydrogen), which excludes costly measures for switching to natural refrigerants. At the same time, AHP have an increased energy consumption, in comparison with compression analogs. System analysis showed that the greatest effect in energy saving with minimal changes in design can be achieved by improving the operating modes of generating units, in particular, with optimal modes of transporting ammonia to the condenser in the entire range of ambient air temperatures. At low ambient air temperatures, an unaccountable loss occurs in the elevating portion of the reflux condenser, due to the additional condensation of pure ammonia. Experimental studies in this work, firstly, are intended to determine the degree of reliability of previously developed techniques for modeling the thermal regimes of a reflux condenser in the generator assembly, including accepted assumptions. Secondly, for the development of energy-saving methods of controlling the AHP, information on the operation of all structural elements is required, both in a wide range of ambient air temperatures and in the starting and transient regimes. In the course of experimental studies, a thermal load was applied to the generator-thermosyphon in the range of 60-150 W. In non-stationary modes of supply of heat load in transient regimes, daily electricity consumption was recorded. Studies were carried out in the range of ambient air temperatures from 8...11 °C to 31 ... 34 °C. To study the peculiarities of the operation of household AHP in a wide range of ambient air temperatures and to check the previously formulated positions, a heat insulating glass fiber casing was additionally installed on the elevating part of the reflux condenser. The results of experimental studies of various modes of AHP operation are presented in the form of temperature dependences at characteristic points from the thermal load of the thermosyphon generator and various ambient air temperatures. Experimental studies of AHP have been carried out for conditions simulating various cases of heat exchange with the environment of the elevating part of the reflux condenser: "adiabatic" mode; regular mode (without thermal insulation); intermediate - with minimal thermal insulation. The convergence of simulation results and real characteristics, sufficient for engineering design, is shown, for example, for the temperature fields of the wall of a reflux condenser. This convergence allows us to assume the reliability of the simulation results in terms of determining the actual flow temperature from the wall temperature, which can reach 36 °C. It has been shown that a small amount of water, up to 4 %, does not have a noticeable effect on the cooling temperature level in the AHP-type cooling chamber of the «Kiev-410» type, and the installation of thermal insulation throughout the refluxing lift contributes not only to reducing losses during transportation of ammonia in the condenser, but reducing the start-up time from the non-working period. An energy-saving way to control AHP in a wide range of ambient air temperatures - from 8 to 35 °C is proposed. The method assumes a variation of the thermal load in the thermosyphon generator in three conventional temperature ranges of the outside air: 8...15 °C; 16...27 °C; 28...35 °C. Thus, at low temperatures, positional regulation with a forcing start of 150 W and a subsequent transition of 70 W is proposed. It is shown that this will make it possible to obtain heat savings of up to 36 %. In the middle range of outside air temperatures, it is proposed to work with a constant-variable thermal load: the "waiting" mode is 40 W; "Current" is 70 watts. Saving thermal energy up to 18 %. In the zone of increased outdoor temperatures, it is recommended to use the position mode with a base thermal load of 150 W. Saving of thermal energy up to 4 %. In the first two ranges it is recommended to use "adiabatic" thermal insulation. In the zone of elevated temperatures - thermal insulation with a minimum thermal resistance, in our case - glass fiber, 4 mm thick. The feed-off of the thermal load on the thermosyphon generator is performed at a given temperature value at the characteristic point of the refrigerating chamber, and the transition from a larger load to a lower one by the temperature at the exit of the refluxing section of the refluxed is 60 ... 65 °C.*

**Keywords:** Absorption refrigeration unit; experimental research; generating unit; a reflux condenser; energy efficiency; influence of ambient temperature

## References

1. **Titlov A. S.** (2007). Sovremennyy uroven' razrabotok i proizvodstva bytovykh absorbtionnykh kholodil'nykh priborov. *Kholodil'nyy biznes*, No. 8., 12-17; No. 9, 28-30; No.10, 47-49; No. 11, 46-47. (in Russian)
2. **Titlov A. S.** (2007). Sovremennyy uroven' razrabotok i proizvodstva bytovykh absorbtionnykh kholodil'nykh priborov i ikh ekonomicheskaya effektivnost. *Energoberezheniye. Energetika. Ergoaudit*, No. 9, 9-17
3. **Ocheretyanyy Yu. A.** (2007). Rezul'taty ispytaniy transportnogo absorbtionnogo kholodil'nika s gorelochnym ustroystvom. *Refrigeration engineering and technology*, No. 2, 34-37. (in Russian)
4. **Acuna, A., Velazquez, N., Cerezo, J.** (2013). Energy analysis of an absorption cooling system using lithium nitrate, sodium thiocyanate and water as absorbent substance and ammonia as the refrigerant, 51, 1273-1281.
5. **Ishchenko I. M., Titlov O. S.** (2009). Modelyuvannya i analiz tsykliv absorbtionnykh vodoamiachnykh kholodil'nykh mashyn. *Naukovi pratsi ONAKHT*, No. 36, vol. 2, 263-266. (in Ukrainian)
6. **Vasylyv O. B., Titlov A. S., Kholodkov A. O.** (2017). Thermal modes simulation of household absorption-type refrigerating unit rectifier lift site. *Refrigeration engineering and technology*, 53(1), 20-26. DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/ret.v53i1.534> (in Russian)
7. **Titlov A. S., Ishchenko I. N., Titlova O. A., Kholodkov A. O., Ocheretyanyy Yu. A.** (2017). Search of Methods for Increasing Absorption Refrigeration Devices Power Efficiency. *Refrigeration engineering and technology*, 53(2), 21-28. DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/ret.v53i2.591> (in Russian)
8. **Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., & Borde, I.** (2007). The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance. *Applied Thermal Engineering*, 27(13), 2213-2219. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.07.025>.
9. **Bruno Agostini, Francesco Agostini & Mathieu Habert.** (2016). Modeling of a Von Platen-Munters diffusion absorption refrigeration cycle. *Journal of Physics: Conference Series* 745 032053, 1-8.
10. **Kholodkov A., Titlov A.** (2017). Modeling of thermal modes of the reflux condenser of the absorption refrigeration unit. *EUREKA: Physics and Engineering*, 3, 31-40. DOI: [10.21303/2461-4262.2017.00358](https://doi.org/10.21303/2461-4262.2017.00358).
11. **Kouremenos D. A., Stegou-Sagia A.** (1988). The psychrometric problem for the evaporation of NH<sub>3</sub> in NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub> atmosphere in neutral gas absorption refrigeration units for pressures 17,5 to 27,5 bar. *Warme-und Stoffubertrag.* Vol. 22, no. 6, 373-378.
12. DSTU 3023-95 (HOST 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91). Prylady kholodil'ni pobutovi. Ekspluatatsiyni kharakterystyky ta metody vyprobuvan' [Chyunnyy vid 1995-07-20]. Vyd. ofits. K.: Derzhstandart Ukrayiny, 1996. 22 p.
13. Absorbtsyonnyy kholodil'nyk: pat. 19328 Ukrayina: MPK5 F 25 B 15/10. № 95321331; zayavl. 03.04.91; opubl. 25.12.97, Byul. 6.
14. **Smirnov G. F., Bukraba M. A., Fattuh T., Nabulsi B.** (1996). Domestic Refrigerators with Absorption-Diffusion Units and Heat-Transfer Panels. *Int. J. Refrig.* 19(8), 517-521.
15. **Stirlin H.** (1991). Die Verdienste AltenKirchs in die Absorptions-Kuhltechnik. *Klima-Kalte-Heizung*. No. 4, 1-8.
16. Spravochnyk. Svoystva veshchestv. Kholodil'naya tekhnika. Bohdanov S. N. y dr.; SPb.: SPbHAKHPT, 1999. 320 p.
17. **Tytlov A. S.** (2008). Povyshenye enerhetycheskoy effektivnosti absorbtionnykh kholodil'nykh pryborov. *Naukovi pratsi ONAKHT*. Vol. 34(1), 295-303.
18. **Tytlov A. S., Zavertany V. V., Vasylyv O. B., Lensky L. R.** (1998). Eksperymental'nye issledovaniia temperaturno-enerhetycheskikh kharakteristik nizkotemperaturnykh kamer na osnove ADKHM. *Teplovye rezhymy y okhlazhdenye radyoélektronnoy apparatury. Nauchno-tekhnicheskyy sbornik*, 1, 60-67.
19. **Tytlov A. S., Botuk Yu. S., Vasylyv O. B., Zavertany V. V.** (1998). Metodyka rascheta trekhpotochnykh ysparyteley absorbtionno-dyffuzyonnykh kholodil'nykh mashyn. *Vestnyk Mezhdunarodnoy Akademyy Kholoda*, 2, 26-27.
20. **Ksenofontova T. S., Markyv E. Ya., Polyakov D. A., Khodakovskaya T. A.** (1986). Vlyyanye temperatury kypenyya vodoammyachnogo rastvora na korrozyyu v ahrehate bytovoho absorbtionnoho kholodil'nyka. *Kholodil'naya tekhnika*, 11, 31-33.
21. **Khobyn V. A., Tytlova O. A.** (2014). *Energoeffektivnoe upravlenie absorbtionnymi kholodil'nikami*. Kherson: Hryn' D.S., 216 p.
22. **Babakyn B. S., Vyhodyn V. A.** (2005). *Bytovye kholodil'niki i morozil'niki*. Ryazan: Uzorech'e., 860 p.

---

Received 02 June 2017  
 Approved 08 September 2017  
 Available in Internet 30 October 2017

УДК 536.423.4

## Теплообмін у разі конденсації всередині мініканалів

**В. В. Горін**

Одеська державна академія технічного регулювання та якості, вул. Ковальська, 15, Одеса, 65020, Україна  
e-mail: gorin5300@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3832-2614>

*У роботі проаналізовано експериментальні дослідження конденсації робочих речовин усередині мініканалів із літературних джерел. Наведено залежності коефіцієнтів тепловіддачі від масового паровмісту за різними масовими швидкостями й тепловими потоками. Показано вплив на тепловіддачу геометричних форм та розмірів мініканалів. Аналіз робіт у разі конденсації всередині мініканалів показав, що в багатьох опублікованих роботах розглядають переважно вплив на тепловіддачу масової швидкості потоку і масового паровмісту, але не досліджують впливу теплового потоку на характер теплообміну. Також огляд робіт свідчить про необхідність проведення подальших досліджень процесів конденсації в мініканалах і розроблення відповідної методики розрахунку тепловіддачі, яка буде коректною (прийнятною) під час урахування впливу різних режимів потоку на процеси передавання теплоти. У подальших дослідженнях необхідно: провести більш детальний (грунтовний) аналіз наявних теоретичних і емпіричних методів розрахунку тепловіддачі у разі конденсації в середині мініканалів, щоб сформулювати загальну методичку розрахунку тепловіддачі з урахуванням впливу режимів течії фаз і теплового потоку; у дослідженнях з конденсації в мініканалах – істотно розширити діапазон робочих речовин, які використовують в експериментах, наприклад сумішевих та природних холодоагентів. Варто зауважити, що застосування мініканалів у конденсаторах різних агрегованих систем, наприклад системах кондиціювання повітря, є достатньо перспективним напрямом для їх більш широкого застосування.*

**Ключові слова:** конденсація, мініканали, теплообмін, коефіцієнт тепловіддачі, міжфазне тертя, поверхневий натяг.

© The Author(s) 2017. This article is an open access publication  
This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)  
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



### 1 Вступ

Удосконалення теплообмінних апаратів, зокрема, мініканальних конденсаторів холодильних агрегатів та автомобільних систем кондиціювання повітря, є наслідком застосування різноманітних конструктивних і технологічних рішень щодо створення та виготовлення каналів зі зменшеними геометричними розмірами. Процес мініатюризації каналів і трубок є одним із способів інтенсифікації теплообміну у разі фазових перетворень та робить застосування мініканалів перспективним напрямом у створенні компактних апаратів.

Використання мініканалів дозволяє забезпечити високий рівень міцності апаратів, підвищити інтенсивність теплообміну, а також призводить до зменшення кількості робочої речовини у них.

Питання практичного застосування мікроканальних систем прискорило науковий інтерес до експериментальних досліджень процесів гідродинаміки та конденсації всередині мініканалів, що набуло відображення в багатьох роботах [1 - 11].

Як робочі речовини у більшості робіт досліджували обмежену кількість холодоагентів, зокрема, R22, R32, R290, R410A, R407C, і, найчастіше, R134a.

У запропонованій статті наведено огляд робіт стосовно результатів досліджень процесів конденсації робочих речовин у мініканалах з різною геометрією внутрішнього перерізу каналу.

### 2 Теплообмін у разі конденсації в мініканалах

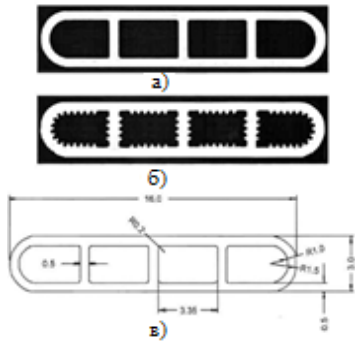
У роботі [1] автор пропонує класифікацію каналів за їх найменшим розміром ( $d$  - діаметр каналу):

- звичайні канали  $d > 3$  мм;
- мініканали  $3 \text{ мм} \geq d > 200$  мкм;
- мікроканали  $200 \text{ мкм} \geq d > 10$  мкм;
- перехідні мікроканали  $10 \text{ мкм} \geq d > 1$  мкм;
- перехідні наноканали  $1 \text{ мкм} \geq d > 0,1$  мкм;
- наноканали  $0,1 \text{ мкм} \geq d$ .

У разі некругових каналів рекомендовано мінімальний розмір каналу. Наприклад, у разі поперечного прямокутного перерізу каналу замість діаметра  $d$  пропонують використовувати найменшу сторону перетину.

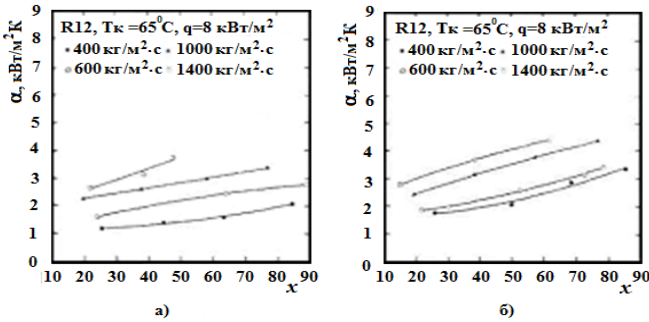
Загальний вигляд поперечних перерізів багатопортових екструдованих мініканалів наведено на рис. 1 із роботи [3], де досліджено конденсацію холодоагенту R12 у середині алюмінієвих багатоканальних трубок малого діаметра з мікрооребрінням та без нього і робочою довжиною трубок  $l = 455$  мм. У дослідженнях використовували трубки прямокутного перерізу з розмірами  $16 \times 3$  мм. Внутрішні канали без оребріння мали еквівалентний розмір  $d_{eqv} = 2,64$  мм або  $1,56$  мм. Висота мікроребер становила  $h = 0,2$  мм з кроком  $S = 0,5$  мм.

Отримані результати експериментів у формі залежності коефіцієнтів тепловіддачі у гладкостінних та мікрооребренних трубках від масового паровмісту  $x$  та масової швидкості  $G$  наведено на рис. 2.



**Рисунок 1** - Багатоканальні екструдовані алюмінієві гладкі та мікрооребрені трубки (а, б) та їх геометричні розміри (в).

Однак із рис. 2 не видно суттєвої інтенсифікації теплообміну. За масових швидкостей ( $G = 400 \text{ кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$ ) найбільший ефект інтенсифікації становить 1,6 разу, а зі збільшенням  $G$  до  $1400 \text{ кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$  цей ефект знижується до 11%. Відповідно, з урахуванням розвитку внутрішньої поверхні, відносно зростання множника ( $\alpha \cdot F$ ), становить від 2,21 до 1,58.



**Рисунок 2** - Залежність коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  під час конденсації від масового паровмісту  $x$  за постійного теплового потоку  $q = 8 \text{ кВт}/\text{м}^2$ : а) гладка трубка; б) мікрооребрена трубка.

У роботі [4] автори досліджували тепловіддачу під час конденсації R410A у чотирьох мультипортових алюмінієвих трубках із гладкими прямокутними перерізами і з гідравлічними діаметрами  $d_h$ , які дорівнюють 0,82; 1,08; 1,11 і 1,12 мм (табл. 1) за масових швидкостей  $G = 50 - 500 \text{ кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$ , теплових потоків  $q = 5 - 12 \text{ кВт}/\text{м}^2$  і температури насичення  $t_{\text{н}} = 48^\circ\text{C}$ .

**Таблиця 1** – Геометричні характеристики каналів тестових трубок [4]

№	Тип трубки	Кількість каналів, од.	$S$ , мм	$h$ , мм	$d_h$ , мм
1	A	7	8	2,5	1,12
2	B	11	12	2,5	1,11
3	C	18	16	1,8	0,82
4	D	16	20	2,1	1,08

У роботі досліджено вплив на тепловіддачу  $\alpha$  режимних параметрів ( $G, q$ ) та геометричних розмірів каналів  $d_h$ . Результати досліджень, на прикладі трубки В-типу, наведено на рис. 3 - 5.

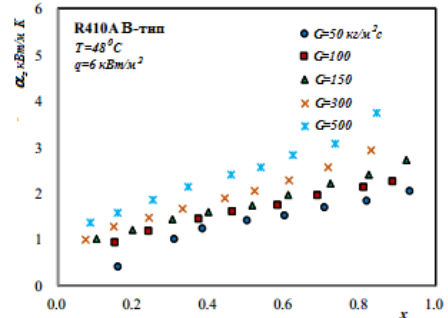
З графіків видно, що коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha$  збільшуються зі збільшенням паровмісту  $x$ , масової швидкості  $G$  і теплового потоку  $q$ . Однак тепловіддача

незначною мірою залежить від масової швидкості й паровмісту за їх низьких значень.

У роботі також відзначено вплив геометричних розмірів перетину та поверхневого натягу на тепловіддачу. Коефіцієнти тепловіддачі збільшуються за рахунок зменшення коефіцієнта стиснення і збільшення ширини каналів.

Результати досліджень показали збільшення коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  зі зростанням режимних параметрів ( $x, G, q$ ). Однак, при низьких значеннях паровмісту  $x$  і масових швидкостей  $G$ , коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha$  незначною мірою залежать від теплових потоків  $q$ . Це видно з рис. 3, де значення коефіцієнтів тепловіддачі майже однакові за низьких значень масових швидкостей  $G$ , які становлять - 50, 100 і 150  $\text{кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$ . Автори [4] посилаються на роботи [7], [12], у яких також зауважено, що значення коефіцієнтів тепловіддачі є фактично рівними за низьких масових швидкостей  $G = 100$  і  $G = 200 \text{ кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$ .

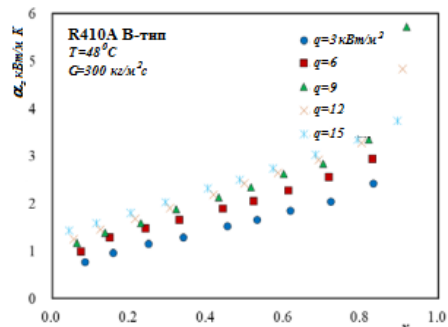
Автори [4] пояснюють це тим, що міжфазне тертя зменшується до моменту, коли воно перестає бути переважним чинником у разі конденсації у прямокутному каналі, та згодом вплив поверхневого натягу стає домінуючим.



**Рисунок 3** – Вплив масової швидкості  $G$  на коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$ .

Це припущення узгоджується з теоретичними даними з роботи [13]. Автори роботи [14], де досліджували теплообмін під час конденсації R134a всередині круглих та прямокутних мініканалів, також виявили незначний вплив на коефіцієнт тепловіддачі низької масової швидкості. Однак, за високих масових швидкостей потоку (300 і 500  $\text{кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$ ), вплив міжфазного тертя на тепловіддачу є набагато сильнішим ніж вплив поверхневого натягу.

На рис. 4 наведено залежність коефіцієнта тепловіддачі у функції паровмісту за конденсації R410A для різних теплових потоків  $q$  від 3 до 15  $\text{кВт}/\text{м}^2$ .



**Рисунок 4** – Вплив теплового потоку  $q$  на коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$ .

Дослідження показали, що за зростанням режимних параметрів ( $x, G, q$ ) коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha$  збільшуються. У разі низьких значень паровмісту  $x$  і масових швидкостей  $G$  коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha$  незначною мірою залежать від теплових потоків  $q$ .

Вплив гідравлічного діаметра на коефіцієнт теплопередачі у разі конденсації у прямокутних каналах показано на рис. 5. Вплив геометричних розмірів на коефіцієнт тепловіддачі залежить від розміру прямокутних каналів за ступенем впливу поверхневого натягу. Коефіцієнт тепловіддачі збільшувався зі зменшенням співвідношення сторін та збільшенням ширини багатопортових каналів.

За умови конденсації всередині багатопортової прямокутної труби виявлено однаковий вплив як поверхневого натягу, так і міжфазного тертя пари та рідини.

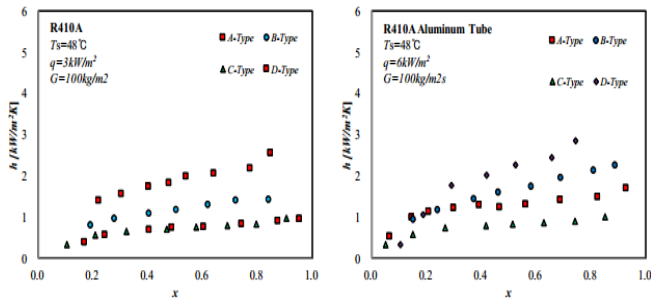


Рисунок 5 – Порівняння коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  між різними типами дослідних трубок.

У роботі [5] автори досліджували конденсацію холодоагентів R22, R410A та пропану (R290) в середині горизонтальної алюмінієвої багатопортової (9 каналів) плоскої трубки з гідравлічним діаметром  $d_h = 1,4$  мм, довжиною  $l = 530$  мм. Експериментальні дані стосовно тепловіддачі  $\alpha$  отримано за таких значень режимних параметрів: паровміст  $x = 0,1 - 0,9$ , масова швидкість  $G = 200 - 400$  кг/(м<sup>2</sup>с), тепловий потік  $q = 7,3 - 7,7$  кВт/м<sup>2</sup>, температура насичення  $t_n = 40$  °С. Отримані результати досліджень подано на рис. 6 та 7.

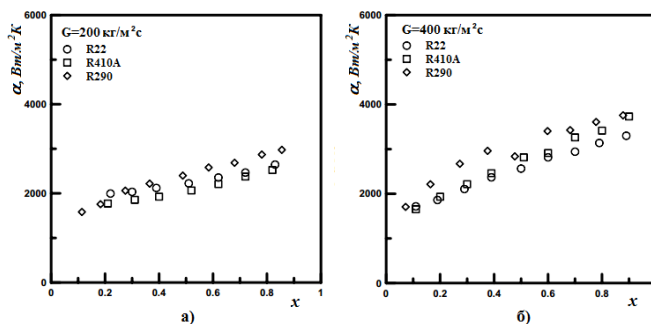


Рисунок 6 – Залежність коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  від паровмісту  $x$  за масової швидкості потоку  $G = 200$  кг/(м<sup>2</sup>с) (а) і  $400$  кг/(м<sup>2</sup>с) (б).

Порівняння авторами роботи [5] отриманих дослідних даних із розрахунками за найбільш відомими розрахунковими кореляціями різних авторів [15 - 21], які були розроблені для розрахунку конденсації всередині звичайних труб з діаметрами  $d > 3$  мм за класифікацією з праці [1], показав відхилення в межах до 25 % для використання ефективної площі поверхні теплообміну в дослідях.

За думкою авторів [5], це означає, що у разі зменшення діаметра труби до 1,4 мм, у каналах відбуваються незначні зміни характеристик та структури потоку. На підставі отриманих дослідних даних вони запропонували модифіковану залежність (1), яку можна застосовувати до труб малого діаметра з урахуванням ефективною площі поверхні тепловіддачі:

$$\alpha = 22,42 \cdot \alpha_p \left[ 1 + \frac{2}{X_n} \right]^{0,81} Bo^{0,33} \left( \frac{k_p}{D} \right) \times R_{ef}, \quad (1)$$

де  $\alpha_p = 0,023 Re^{0,8} Pr_p^{0,4}$ ,  $Bo = \frac{Q}{rGF}$ ,  $R_{ef} = \frac{F_{ef}}{F}$ ,  $X_n$  – параметр Локкарта-Мартініеллі,  $F_{ef}$  і  $F$  – ефективна і повна поверхні теплообміну відповідно.

Розрахунок за залежністю (1) показав найменше середнє відхилення для всіх даних (20%).

Автори роботи [6] досліджували конденсацію холодоагентів R22, R410A і R407C у двох горизонтальних неіржавних трубках із різними внутрішніми діаметрами  $d_{вн} = 1,088$  і  $1,289$  мм. Експерименти проводили за температури насичення  $t_n = 30$ °С і  $40$ °С, масовою швидкістю потоку від  $G = 300$  до  $600$  кг/(м<sup>2</sup>с) та масового паровмісту  $x = 0,1 - 0,9$ . У статті не наведено значень теплових потоків у експериментах.

Результати впливу на теплообмін масової швидкості й паровмісту показали зростання коефіцієнтів тепловіддачі зі збільшенням  $G$  і  $x$ , особливо цей вплив посилюється в області високих значень паровмісту  $x$ .

Отримані в роботі експериментальні дані порівнювали з розрахунками за різними кореляціями, зокрема за залежностями з робіт [19] і [15] для труб зі звичайним діаметром ( $d_h > 3$  мм). Автори наголошують, що результати розрахунків майже за всіма залежностями перевищують значення отриманих експериментальних даних. Однак, результати розрахунку за залежностями з робіт [22] та [23] мали достатньо високу збіжність з дослідними даними.

Вплив геометричних характеристик на теплообмін найбільш характерно проявляється для трубки з гідравлічним діаметром  $d_h = 1,088$  мм (рис. 7).

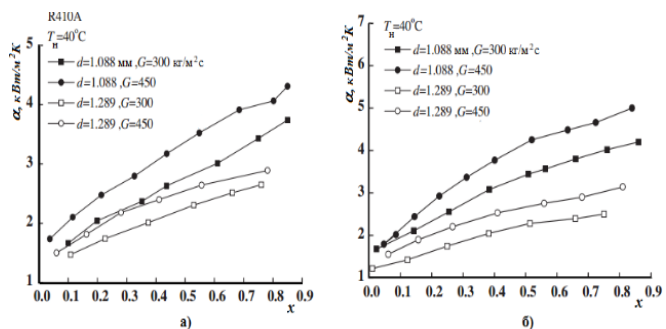


Рисунок 7 – Вплив гідравлічного діаметра трубок на тепловіддачу  $\alpha$ .

Автори праці [23] експериментально досліджували тепловіддачу та зниження тиску за умови конденсації холодоагенту R134a у горизонтальній круглій трубці з внутрішнім діаметром  $d_{вн} = 2$  мм. Автори вивчали вплив на тепловіддачу та зниження тиску теплового потоку, масової швидкості, масового паровмісту й температури насичення R134a. Отримані значення порівнювалися з даними для труби звичайного діаметра із

$d_{\text{вн}} = 8$  мм. З'ясувалося, що впродовж змінювання всього діапазону паровмісту коефіцієнти тепловіддачі для труби малого діаметра перевищують дані для труби зі звичайним діаметром приблизно на 10%. Також у роботі зауважено, що за низького теплового потоку і температури насичення і за високих масових швидкостей потоку, тепловіддача у трубі з малим діаметром була вищою. На підставі отриманих даних автори запропонували емпіричну залежність щодо розрахунку коефіцієнта тепловіддачі:

$$\frac{\alpha_{\text{дф}} d}{\lambda_p} \text{Pr}_p^{-0,33} \text{Bo}^{0,3} \text{Re} = 6,48 \text{Re}_{\text{екв}}^{1,04}, \quad (2)$$

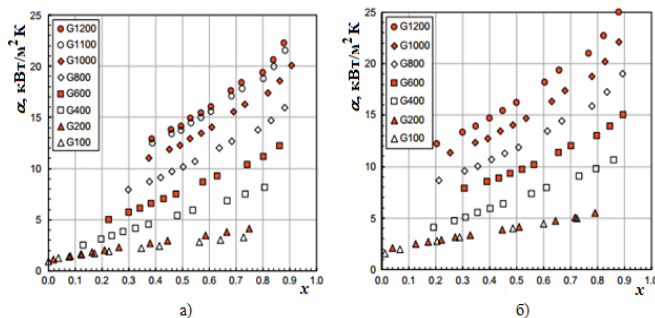
$$\text{де } \text{Re}_{\text{екв}} = \frac{G_{\text{екв}} d}{\mu_p}, \quad G_{\text{екв}} = G \left[ (1-x) + x \left( \frac{\rho_p}{\rho_c} \right)^{0,5} \right]$$

Еквівалентне число  $\text{Re}_{\text{екв}}$  для рідини запропоновано в роботі [15].

Автори праці [23] пропонують використовувати отримані результати при проектуючи більш компактні та ефективні конденсатори системи кондиціонування повітря за допомогою холодоагенту R134a.

У роботі [7] досліджували локальні коефіцієнти тепловіддачі під час конденсації холодоагентів R134a і R32 всередині горизонтального круглого мініканалу з внутрішнім діаметром  $d_{\text{вн}} = 0,96$  мм. Дослідження проводили за температури насичення  $t_{\text{н}} = 40^\circ\text{C}$ , масові швидкості потоку від 100 до 1200  $\text{кг}/(\text{м}^2\text{с})$  і масового паровмісту  $x = 0,01 - 0,9$ . Відзначено, що за винятком найнижчої масової швидкості, результати випробувань не показують суттєвої невідповідності з розрахунком за залежностями для труб зі звичайним внутрішнім діаметром. Отримані результати досліджень подано на рис. 9.

Описана в роботі методика дозволяє вимірювати локальні коефіцієнти тепловіддачі з високою точністю, оскільки її отримано з локального теплового потоку, який, у свою чергу, походить від профілю температури охолоджувальної рідини. У цілому в дослідній ділянці було встановлено більше ніж 30 термопар для вимірювання температури холодоагенту, стінки трубки та охолоджувальної рідини.

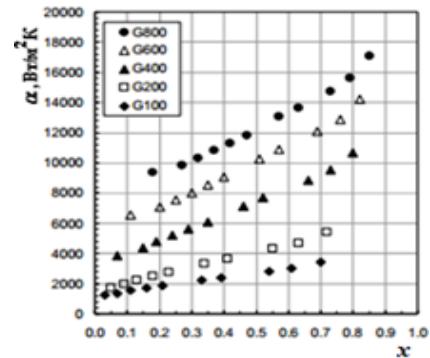


**Рисунок 8** – Залежність експериментальних коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  від паровмісту  $x$  для холодоагентів R134a (а) і R32 (б) за масовою швидкістю  $G$  від 100 до 1200  $\text{кг}/\text{м}^2\text{с}$ .

Під час розрахунку тепловіддачі за відомими моделями, які використовували автори для порівняння з отриманими експериментальними даними, найбільш точний прогноз надала кореляція з роботи [24]. Проте,

порівняння результатів, отриманих у роботі з розрахунками за відомими залежностями, які використовують для розрахунку конденсації у звичайних трубах ( $d > 3$  мм), можуть використовуватися для проектування мініканальних конденсаторів за умови достатньо великих масових швидкостей та круглого поперечного перерізу каналу. Однак, перш ніж використовувати аналогічні висновки стосовно мініканалів з некруглими перерізами, необхідно провести ряд досліджень у подальшому.

Автори роботи [8] досліджували процеси конденсації холодоагенту R290 (пропан) у середині горизонтального круглого мініканалу з внутрішнім діаметром  $d_h = 0,96$  мм. Дослідження проводили за температури насичення  $t_{\text{н}} = 40^\circ\text{C}$ , масової швидкості потоку  $G$  від 100 до 800  $\text{кг}/(\text{м}^2\text{с})$  і масового паровмісту  $x = 0,01 - 0,9$ . У статті не наведено даних з теплових потоків у експериментах. Отримані результати досліджень подано на рис. 9.



**Рисунок 9** – Залежність експериментальних коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  від паровмісту  $x$  для холодоагенту R290 за масовою швидкістю  $G$  від 100 до 800  $\text{кг}/\text{м}^2\text{с}$ .

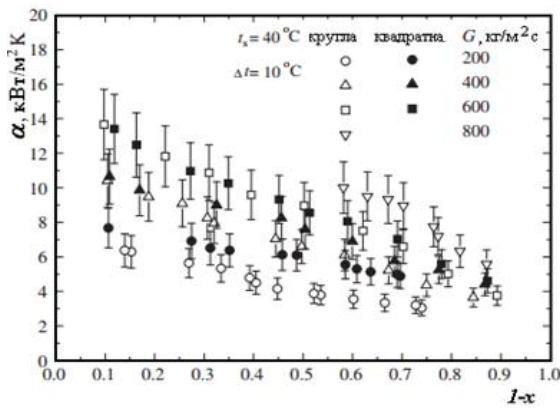
Як і передбачали автори, коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha$  у разі конденсації в середині трубки збільшуються зі зростанням масової швидкості  $G$  та паровмісту  $x$ .

Експериментальні дані з тепловіддачі показують, що конденсація визначається міжфазним тертям, що є переважним для більшості отриманих даних, тому коефіцієнти тепловіддачі можна розраховувати з використанням моделі [25] та модифікованої моделі [26], з використанням методу з роботи [27] щодо розрахунку зниження тиску.

Автори роботи [9] досліджували теплообмін і зниження тиску під час конденсації холодоагенту R152a у круглому та квадратному мініканалах з гідравлічними діаметрами  $d_h = 1,152$  і  $d_h = 0,952$  мм відповідно. Експерименти проводили за масової швидкістю  $G$  від 200 до 800  $\text{кг}/(\text{м}^2\text{с})$ , температур насичення  $t_{\text{н}} 40^\circ\text{C}$  та  $50^\circ\text{C}$  і масовому паровмісту  $x$  від 0,1 до 0,9.

На рис. 10, зі смужками похибок, показано вплив масової швидкості  $G$ , масового паровмісту  $x$  і гідравлічного діаметра каналу  $d_h$  на тепловіддачу  $\alpha$ .

З рис. 10 видно збільшення коефіцієнтів тепловіддачі зі збільшенням масової швидкості та паровмісту як у круглому, так і у квадратному мініканалах, що узгоджується з попередніми дослідженнями цих авторів [28]. За високих значень паровмісту й у разі збільшення масової швидкості, коефіцієнти тепловіддачі різко зростають, що автори пояснюють домінуючим впливом міжфазного тертя.



**Рисунок 10** – Вплив масової швидкості  $G$ , масового паровмісту  $x$  та геометрії каналу  $d_h$  на коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha$ .

Як зазначалося вище, експерименти проводили за двома температурами насичення  $t_n$  40 і 50°C у круглому мініканалі. При цьому встановлено зниження коефіцієнтів тепловіддачі зі збільшенням температури насичення, що автори роботи пояснюють залежністю термодинамічних властивостей холодоагенту від температури насичення.

Також, на рис. 10 показано вплив геометрії каналу на коефіцієнти тепловіддачі при конденсації R152a за різних масових швидкостей. За  $G = 200 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$  коефіцієнти тепловіддачі у квадратному мініканалі вищі, ніж у круглому. З одного боку, це зумовлено впливом кутів у квадратному мініканалі, при цьому конденсат «втягується» до кутів за рахунок впливу поверхневого натягу, що зменшує середній термічний опір поперечного перерізу каналу. З другого боку, менший гідравлічний діаметр квадратного мініканалу порівняно з круглим, збільшує коефіцієнт тепловіддачі, що збігається з попереднім дослідженням цих авторів [28]. За  $G = 400 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$  коефіцієнт тепловіддачі у квадратному мініканалі також вищий ніж у круглому, хоча вплив масової швидкості зменшується порівняно з  $G = 200 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ .

Проте, за збільшенням до  $G = 600 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$  коефіцієнти тепловіддачі для двох мініканалів майже рівні між собою, що свідчить про переважний вплив міжфазного тертя порівняно з поверхневим натягом (вплив кутів квадратного мініканалу стає незначним за високих масових швидкостей).

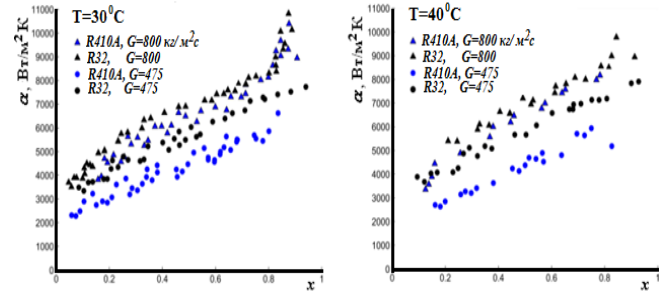
У роботі [9] автори дано порівнювали експериментальні дані з розрахунком тепловіддачі за чотирма емпіричними залежностями з робіт [22; 29; 30; 31] і теоретичному рішенням із праці [32] стосовно прогнозування тепловіддачі в круглому і квадратному мініканалах. За винятком теоретичного рішення з праці [32], інші залежності ґрунтуються на експериментальних даних з конденсації холодоагентів. У роботі [32] зазначено, що є певні області, де найбільший вплив мають сили поверхневого натягу, тому в рішенні щодо розрахунку тепловіддачі необхідно враховувати їх вплив.

Результати розрахунків щодо круглого мініканалу добре узгоджуються із залежностями [22], [29] і теоретичним рішенням [32], проте для квадратного – з працями [29], [30], [31] і [32].

У роботі [10] досліджували процеси конденсації R32 в алюмінієвих квадратних багато-портових трубках

із гідравлічним діаметром  $d_h = 1,16 \text{ мм}$  порівняно з конденсацією R410A. Автори досліджували вплив температури насичення, масової швидкості, паровмісту на коефіцієнт тепловіддачі та градієнт тиску тертя. Значення режимних параметрів перебували в межах: температура насичення  $t_n = 30; 35; 40; 45; 50^\circ\text{C}$ , масова швидкість  $G$  - від 100 до 800  $\text{кг}/(\text{м}^2\text{с})$ , паровміст  $x$  - від 0,05 до 0,9.

У всіх експериментах коефіцієнти тепловіддачі для R32 виявилися вищими, ніж значення для R410A (рис. 11).



**Рисунок 11** – Порівняння експериментальних даних для R32 та R410A.

Отримані результати автори роботи пояснюють різними теплофізичними властивостями цих холодоагентів (табл. 2). Оскільки за  $t_n = 40^\circ\text{C}$  обидва холодоагенти мають однакові значення в'язкості  $\mu$ , їх числа Re і коефіцієнти тертя  $C_f$  майже рівні за заданою масовою швидкістю  $G$ . З огляду на це більш високі значення зниження тиску спостерігаються у холодоагенту R32 за його меншої густини  $\rho$ . Цей ефект ще більш посилюється за  $t_n = 30^\circ\text{C}$  за дещо вищої різниці значень густин рідин R32 та R410A та їх в'язкості.

**Таблиця 2** – Теплофізичні властивості холодоагентів за температури насичення  $t_n = 30$  та  $t_n = 40^\circ\text{C}$  [30].

Теплофізичні властивості речовин		R410A		R32	
		Температура насичення $t_n, ^\circ\text{C}$			
		30 °C	40 °C	30 °C	40 °C
Тиск, кПа	Критичний	4901,9		5782,0	
	Насичення	1889,8	2426,2	1928,0	2478,9
	Зниження [-]	0,385	0,492	0,333	0,428
Густина, $\text{кг}/\text{м}^3$	Рідина	1032,6	975,26	939,58	892,98
	Пара	76,57	103,3	54,79	73,29
В'язкість, мПа·с	Рідина	110,36	95,84	107,22	94,97
	Пара	14,04	14,91	13,12	13,83
Теплопровідність, $\text{Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$	Рідина	0,086	0,081	0,122	0,115
	Пара	0,016	0,019	0,016	0,018

Натомість R32 має більш високу теплопровідність рідини, яка і призводить до кращих його теплопередавальних властивостей. Оскільки різниця значень теплопровідності між обома холодоагентами є майже рівною незалежно від температури, відмінності між обома холодоагентами не залежать від температури насичення, як показано на рис. 11. Також, на думку авторів, цими відмінностями властивостей рідин та їх змін, пояснюються відмінності у зниженні тиску (табл. 2).

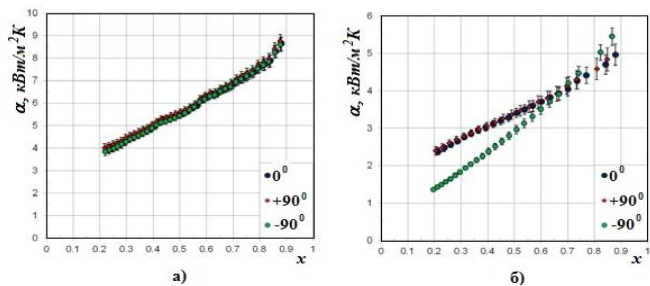
Як і в багатьох роботах різних авторів, у роботі [10] порівняно отримані експериментальні дані з розрахунком за деякими відомими моделями. Найбільш ви-

сока збіжність експериментальних даних з розрахунком за моделлю з праці [29] спостерігалася для R32 та дещо нижча - для R410A. Розрахунок за моделлю з праці [33] показав перевищення коефіцієнтів тепловіддачі для R32 за всіма температурами насичення.

Автори роботи [11] використовували високоточну техніку, щоб оцінки вплив орієнтації каналу на експериментальні коефіцієнти тепловіддачі за конденсацією R134a всередині мініканалу квадратного перетину з гідравлічним діаметром  $d_h = 1,23$  мм у горизонтальному, вертикальних висхідному та низхідному потоках за температури насичення  $t_n = 40$  °C та масової швидкості від 100 до 790 кг/(м<sup>2</sup>с).

Згідно з експериментальними дослідженнями (рис. 12), не було помічено відмінностей для трьох різних потоків з масовими швидкостями від 790 кг/(м<sup>2</sup>с) і нижче, до 200 кг/(м<sup>2</sup>с), де наявний вплив на теплообмін міжфазного тертя й поверхневого натягу. Навпаки, за масовими швидкостями 100 і 135 кг/(м<sup>2</sup>с), коефіцієнти тепловіддачі у вертикальному низхідному потоці нижчі за значення коефіцієнтів тепловіддачі, вимірюваних у горизонтальному та вертикальному висхідному потоках.

Порівняння отриманих даних з розрахунковими кореляціями показало їх прийнятну збіжність із моделями [34] та [35] за великих та низьких значень масових потоків відповідно.



**Рисунок 12** – Вплив орієнтації каналу на коефіцієнт тепловіддачі за масовою швидкістю  $G=390$  кг/(м<sup>2</sup>с) (а) та  $135$  кг/(м<sup>2</sup>с) (б).

У роботі [36] наведено результати експериментальних досліджень тепловіддачі та зниження тиску під час конденсації холодоагентів R134a, R404A та R407C у трубках мініканалів із неіржавкої сталі з внутрішніми діаметрами  $d_{вн} = 0.31 - 3.30$  мм та робочою довжиною дослідної ділянки  $l = 950$  мм за наступними режимними параметрами: температура насичення  $t_n = 30 - 40$  °C, масовий паровміст  $x = 0 - 1$ , масова швидкість  $G = 100 - 1300$  кг/(м<sup>2</sup>с).

У роботі порівнюють результати експериментальних даних із розрахунками за кореляціями інших авторів з робіт [15; 19; 37] у межах обмеженого діапазону режимних параметрів.

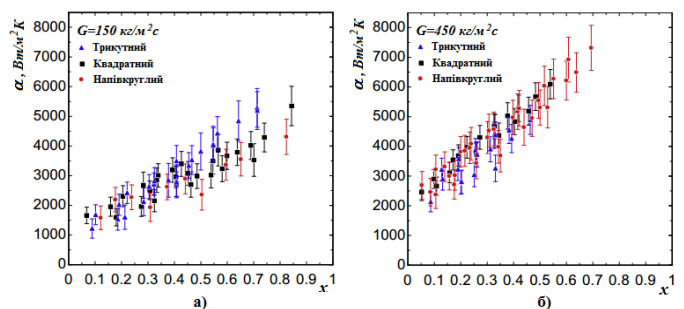
На підставі експериментальних досліджень автори запропонували власну кореляцію для розрахунку локального коефіцієнта тепловіддачі:

$$\frac{\alpha_{\phi} d}{\lambda_p} = 25,084 \text{Re}_p^{0,258} \text{Pr}_p^{-0,495} \left( \frac{P_n}{P_{sp}} \right)^{-0,288} \left( \frac{x}{1-x} \right)^{0,266}, \quad (3)$$

Емпіричну формулу (3) запропоновано для розрахунку локального коефіцієнта тепловіддачі згідно кільцевою та стратифіковано-кільцевою структурами дво-

фазного потоку та за такими режимними параметрами: температура насичення  $t_n = 30 - 40$  °C, масовий паровміст  $x = 0 - 1$ , масова швидкість  $G = 100 - 1300$  кг/(м<sup>2</sup>с). Результати експериментальних досліджень відрізнялися від значень, розрахованих за формулою (3), у межах  $\pm 25$  %.

У роботі [38] автори досліджували тепловіддачу під час конденсації R134a у квадратних, трикутних та напівкруглих паралельних мініканалах із гідравлічним діаметром  $d_h = 1$  мм. Дослідження проводилися за температури насичення  $t_n = 35$  °C та  $t_n = 45$  °C, масової швидкості потоку  $G$  - від 75 до 4500 кг/(м<sup>2</sup>с), масовим паровмістом  $x = 0,05 - 0,9$  та густиною теплового потоку  $q$  від 23,5 до 40 кВт/м<sup>2</sup>. Отримані результати досліджень подано на рис. 13.



**Рисунок 13** – Залежність експериментальних коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  від паровмісту  $x$  для холодоагенту R134a за масовою швидкістю  $G=150$  кг/(м<sup>2</sup>с) (а) та  $800$  кг/(м<sup>2</sup>с) (б).

Установлено, що масові швидкість потоку та паровміст мають значний вплив на процес конденсації навіть за малих масових швидкостей, тоді як тиск насичення, тепловий потік та форма каналу не мають значного впливу на теплообмін. Також у роботі встановлено, що форма мініканалів не має суттєвого впливу на тепловіддачу.

У роботі порівняно отримані дослідні дані з розрахунками за кореляціями з робіт [31; 39; 40; 41]. Найкращу збіжність розрахункових значень з експериментом показала кореляція з роботи [39] у межах від 20 до 30 % для всіх мініканалів.

### 3 Висновки

1. Аналіз експериментальних досліджень теплообміну під час конденсації у мініканалах показав, що у достатній кількості опублікованих праць розглянуто переважно вплив на тепловіддачу масової швидкості  $G$  і паровмісту  $x$ , однак не досліджено вплив теплового потоку  $q$  на характер теплообміну.

2. Виконаний аналіз робіт свідчить про необхідність у подальших дослідженнях процесів конденсації в мініканалах та розробленні відповідної методики розрахунку тепловіддачі, яка буде коректною з погляду врахування впливу різних режимів потоку на процесі передавання теплоти.

3. Потрібно проаналізувати наявні теоретичні та емпіричні методи розрахунку тепловіддачі під час конденсації в середині мініканалів, за аналогією з методом розрахунку для звичайних труб із робіт [42; 43], щоб сформулювати загальну методику розрахунку тепловідда-

чі з урахуванням впливу режимів течії фаз і теплового потоку.

4. У подальших дослідженнях процесів конденсації у мініканалах, вочевидь, необхідно суттєво розширити діапазон робочих речовин, використовуваних в експериментах, зокрема, сумішних та природних холодоагентів.

## Література

1. **Kandlikar, S.G., et al.**, Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels, *Elsevier Ltd*, Kidlington, Oxford, (2005), P. 450
2. **Koyama, S., et al.**, Condensation of refrigerant in a multiport channel, *First International Conference on Microchannels and Minichannels*, Rochester, NY, (2003), pp. 193-205
3. **Yang, C.I., Webb, R.L.**, Condensation on of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fin, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39 (1996), 4, pp. 791-800
4. **Vu, P.Q., et al.**, Condensation heat transfer using R410A in multiport minichannel tubes, *Proceedings of the Asian Conference on Thermal Sciences, 1<sup>st</sup> ASTC March 26-30*, (2017), pp. 1-6
5. **Park, K.J., et al.**, Flow Condensation Heat Transfer Coefficients of R22, R410A and Propane in Aluminum Multi-Channel Tube, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, 17 (2005), 7, pp. 649-658
6. **Zhang, H.-Y., et al.**, Experimental investigation of condensation heat transfer and pressure drop of R22, R410A and R407C in mini-tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (2012), pp. 3522-3532
7. **Matkovic, M., et al.**, Experimental study on condensation heat transfer inside a single circular minichannel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 52 (2009), pp. 2311-2323
8. **Del Col, D., et al.**, Condensation Heat Transfer and Pressure Drop with Propane in a Minichannel, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, (2012), 2572, pp. 1-9
9. **Liu, N., et al.**, Heat transfer and pressure drop during condensation of R152a in circular and square microchannels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 47 (2013), pp. 60-67
10. **Lopez-Belchi, A., et al.**, R32 Heat Transfer Coefficient During Condensation In A Mini-Channel Multiport Tube, *15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 14 -17*, (2014), 2488, pp. 1-10
11. **Del Col D., et al.**, Minichannel condensation in downward, upward and horizontal configuration, *6th European Thermal Sciences Conference (Eurotherm 2012)*, *Journal of Physics: Conference Series*, 395 (2012), 2572, pp. 1-8
12. **Del Col, D., et al.**, Effect of inclination during condensation inside a square cross section minichannel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 78 (2014), pp. 760-777.
13. **Bortolin, S., et al.**, Condensation in a Square Minichannel: Application of the VOF Method, *Heat Transf. Eng.*, 35 (2014), pp. 193-203
14. **Kim, M.H., Shin, J.S.**, Condensation heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and microfin tubes, *Int. J. Refrig.*, 28 (2005), pp. 949-957.
15. **Akers, W.W., et al.**, Condensing Heat Transfer within Horizontal Tubes, *Chem. Eng. Progress, Symposium Series*, 9 (1959), pp. 171 - 176
16. **Soliman, M., et al.**, A General Heat Transfer Correlation for Annular Flow Condensation, *Trans. ASME, Journal of Heat Transfer*, 90 (1968), 2, pp. 267 - 274
17. **Traviss, D.P., et al.**, Forced convection condensation inside tubes: A heat transfer correlation for condenser desing, *ASHRAE Trans.*, 79 (1971), 1, pp. 157 - 165
18. **Cavallini, A., Zecchin, R.A.**, A dimension-less correlation for heat transfer in forced convection condensation, *Proceedings Sixth International Heat Transfer Conference*, 3 (1974), pp. 309 - 313
19. **Shah, M. M.**, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 22 (1979), pp. 547-556
20. **Dobson, M.K., Chato, J.C.**, Condensation in Smooth Horizontal Tubes, *Journal Heat Transfer*, 120 (1998), pp. 193-213
21. **Kim, S.J., et al.**, Flow condensation heat transfer coefficients of pure refrigerants, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, 14 (2002), 2, pp. 175-183.
22. **Wang, W.W., et al.**, A condensation heat transfer correlation for millimeter-scale tubing with flow regime transition, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, 26 (2002), (3), 473-485
23. **Yan, Y.Y., Lin, T.F.**, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in aluminum multi-channel tubes with and without micro-fins, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 42 (1999), (4), pp. 697-708
24. **Cavallini, A., et al.**, Condensation in horizontal smooth tubes, a new heat transfer model for heat exchanger desing, *Heat Transfer Eng.*, 27 (2008), (8), pp. 31 - 38
25. **Cavallini, A., et al.**, Frictional pressure drop during vapor-liquid flow in minichannels: Modelling and experimental evaluation, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 30 (2009), pp. 131-139
26. **Moser, K.W., et al.**, A new equivalent Reynolds number for condensation in smooth tubes, *J. Heat Fluid Flow*, 120 (1998), pp. 410-417
27. **Zhang, M., Webb, R.L.**, Correlation of two-phase friction for refrigerants in small-diameter tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 25 (2001), 3-4, pp. 131-139
28. **Zhang, H.-Y., et al.**, Experimental investigation of condensation heat transfer and pressure drop of R22, R410A and R407C in mini-tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (2012), pp. 3522-3532
29. **Koyama, S., et al.**, An experimental study on condensation of refrigerant R134a in a multi-port extruded tube, *International Journal of Refrigeration*, 24 (2003), 425-432
30. **Cavallini, A., et al.**, Condensation heat transfer and pressure losses of high and low pressure refrigerants flowing in a single circular minichannels, *Heat Transfer Engineering*, 32 (2), (2011), pp. 90-98
31. **Bandhauer, T.M.**, Measurement and Modeling of Condensation Heat Transfer Coefficients in Circular Microchannels, *J. of Heat Tran. T. ASME*, 128 (2006), 10, pp. 1050-1059
32. **Wang, H.S., Rose, J.W.**, Theory of heat transfer during condensation in microchannels, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 54 (2011), pp. 2525-2534
33. **Webb, R.L.**, Prediction of condensation and evaporation in micro-fin and micro-channel tubes, *Heat transfer enhancement of heat exchangers, Netherlands: Kluwer Academic Publishers*, (1998), pp. 529-550.
34. **Cavallini, A., et al.**, Condensation in horizontal smooth tubes, a new heat transfer model for heat exchanger design, *Heat Transfer Engineering*, 27 (2006), pp. 31 - 38

35. **Shah, M.M.**, Heat transfer during condensation inside small channels: applicability of general correlation for macrochannels, *Proc. 14th International Heat Transfer Conference (Washington, DC, USA)*, Vol. 2, (2010), pp. 125 - 134
36. **Bohdal, T., et al.** 2011, "Heat transfer during condensation of refrigerants in tubular minichannels, *Archives of Thermodynamics*, 33 (2012), 2, pp.3 - 22
37. **Mikielewicz, J., Mikielewicz, D.** A common method for calculation of flow boiling and flow condensation heat transfer coefficient in minichannels with account of nonadiabatic effects, *Heat Transfer Eng.*, 32(2011), pp. 1173 – 1181
38. **Derby, M., et al.**, Condensation heat transfer in square, triangular, and semi-circular mini-channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (2012), pp. 187-197
39. **Shah M.M.**, An improved and extended general correlation for heat transfer during condensation in plain tubes, *HVAC&R Res.* 15 (5) (2009), pp. 889-913
40. **Agarwal, A., et al.** Heat transfer model for condensation in non-circular microchannels, *Proceedings of the Fifth International Conference on Nanochannels, Microchannels and Minichannels, Puebla, Mexico*, (2007), pp. 117-126
41. **Soliman, H.M.**, The mist-annular transition during condensation and its influence on the heat transfer mechanism, *Int. J. Multiphase Flow*, 12 (2) (1986), 277-288
42. **Rifert, V.G., et al.**, Condensation inside smooth horizontal tubes. Part 2. Improvement of heat exchange prediction, *Scientific journal "Thermal Science"*, 21 (2017), 3, pp. 1479 - 1489
43. **Rifert, V.G., et al.**, An improved heat transfer prediction model for film condensation inside a tube with interfacial shear effect, *World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*, 11 (2017), 8, pp. 1290 - 1299

Отримана в редакції 05.07.2017, прийнята до друку 08.09.2017

## Heat exchange under condensation inside minichannels

V. V. Gorin

Odessa State Academy of Technical Regulation and Quality, st. Kovalska, 15, Odessa, 65020, Ukraine  
e-mail: gorin5300@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3832-2614>

*The work analyzes the experimental studies of the working substances condensation inside mini-channels from open-access literature sources, shows the dependence of the heat transfer coefficients on the mass vapor quality at different mass velocities and heat fluxes, and shows the influence of the geometric shapes and sizes of minichannels on the heat transfer. The analysis of the work carried out during condensation in mini-channels has shown that in many published papers the influence on the heat transfer of the mass flow rate and mass quality is mainly considered, but the influence of the heat flux on the character of heat exchange is not investigated. Also, the review of the works demonstrates the need for further studies of condensation processes in mini-channels and the development of an appropriate methodology for calculating heat transfer, which will be correct when considering the influence of different flow regimes on heat transfer processes. In further studies it is necessary: to conduct a more detailed analysis of existing theoretical and empirical methods for calculating heat transfer during condensation inside minichannels in order to obtain a general methodology for calculating heat transfer, taking into account the effect of phase flow and heat flow regimes; in studies on condensation in minichannels, the range of working substances that are used in experiments, for example, mixed and natural refrigerants, is significantly expanded. It should be noted that the use of minichannels in capacitors of various aggregated systems, for example, air conditioning systems, is quite a promising direction for their wider application.*

**Keywords:** condensation, minichannels, heat exchange, heat transfer coefficient, shear stress, surface tension

### References

44. **Kandlikar, S.G., et al.**, Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels, *Elsevier Ltd*, Kidlington, Oxford, (2005), P. 450
45. **Koyama, S., et al.**, Condensation of refrigerant in a multiport channel, *First International Conference on Microchannels and Minichannels*, Rochester, NY, (2003), pp. 193-205
46. **Yang, C.I., Webb, R.L.**, Condensation on of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fin, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39 (1996), 4, pp. 791-800
47. **Vu, P.Q., et al.**, Condensation heat transfer using R410A in multiport minichannel tubes, *Proceedings of the Asian Conference on Thermal Sciences, 1<sup>st</sup> ASTC March 26-30*, (2017), pp. 1-6
48. **Park, K.J., et al.**, Flow Condensation Heat Transfer Coefficients of R22, R410A and Propane in Aluminum Multi-Channel Tube, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, 17 (2005), 7, pp. 649-658
49. **Zhang, H.-Y., et al.**, Experimental investigation of condensation heat transfer and pressure drop of R22, R410A and R407C in mini-tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (2012), pp. 3522-3532
50. **Matkovic, M., et al.**, Experimental study on condensation heat transfer inside a single circular minichannel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 52 (2009), pp. 2311-2323
51. **Del Col, D., et al.**, Condensation Heat Transfer and Pressure Drop with Propane in a Minichannel, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, (2012), 2572, pp. 1-9
52. **Liu, N., et al.**, Heat transfer and pressure drop during condensation of R152a in circular and square microchannels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 47 (2013), pp. 60-67
53. **Lopez-Belchi, A., et al.**, R32 Heat Transfer Coefficient During Condensation In A Mini-Channel Multiport Tube,

- 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 14 -17, (2014), 2488, pp. 1-10
54. **Del Col D., et al.** Minichannel condensation in downward, upward and horizontal configuration, 6th European Thermal Sciences Conference (Eurotherm 2012), *Journal of Physics: Conference Series*, 395 (2012), 2572, pp. 1-8
55. **Del Col, D., et al.**, Effect of inclination during condensation inside a square cross section minichannel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 78 (2014), pp. 760-777.
56. **Bortolin, S., et al.**, Condensation in a Square Minichannel: Application of the VOF Method, *Heat Transf. Eng.*, 35 (2014), pp. 193-203
57. **Kim, M.H., Shin, J.S.**, Condensation heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and microfin tubes, *Int. J. Refrig.*, 28 (2005), pp. 949-957.
58. **Akers, W.W., et al.**, Condensing Heat Transfer within Horizontal Tubes, *Chem. Eng. Progress, Symposium Series*, 9 (1959), pp. 171 - 176
59. **Soliman, M., et al.**, A General Heat Transfer Correlation for Annular Flow Condensation, *Trans. ASME, Journal of Heat Transfer*, 90 (1968), 2, pp. 267 - 274
60. **Traviss, D.P., et al.** Forced convection condensation inside tubes: A heat transfer correlation for condenser design, *ASHRAE Trans.*, 79 (1971), 1, pp. 157 - 165
61. **Cavallini, A., Zecchin, R.A.**, A dimension-less correlation for heat transfer in forced convection condensation, *Proceedings Sixth International Heat Transfer Conference*, 3 (1974), pp. 309 - 313
62. **Shah, M. M.**, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 22 (1979), pp. 547-556
63. **Dobson, M.K., Chato, J.C.**, Condensation in Smooth Horizontal Tubes, *Journal Heat Transfer*, 120 (1998), pp. 193-213
64. **Kim, S.J., et al.**, Flow condensation heat transfer coefficients of pure refrigerants, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, 14 (2002), 2, pp. 175-183.
65. **Wang, W.W., et al.**, A condensation heat transfer correlation for millimeter-scale tubing with flow regime transition, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, 26 (2002), (3), 473-485
66. **Yan, Y.Y., Lin, T.F.**, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in aluminum multi-channel tubes with and without micro-fins, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 42 (1999), (4), pp. 697-708
67. **Cavallini, A., et al.**, Condensation in horizontal smooth tubes, a new heat transfer model for heat exchanger design, *Heat Transfer Eng.*, 27 (2008), (8), pp. 31 - 38
68. **Cavallini, A., et al.**, Frictional pressure drop during vapor-liquid flow in minichannels: Modelling and experimental evaluation, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 30 (2009), pp. 131-139
69. **Moser, K.W., et al.**, A new equivalent Reynolds number for condensation in smooth tubes, *J. Heat Fluid Flow*, 120 (1998), pp. 410-417
70. **Zhang, M., Webb, R.L.**, Correlation of two-phase friction for refrigerants in small-diameter tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 25 (2001), 3-4, pp. 131-139
71. **Zhang, H.-Y., et al.**, Experimental investigation of condensation heat transfer and pressure drop of R22, R410A and R407C in mini-tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (2012), pp. 3522-3532
72. **Koyama, S., et al.**, An experimental study on condensation of refrigerant R134a in a multi-port extruded tube, *International Journal of Refrigeration*, 24 (2003), 425-432
73. **Cavallini, A., et al.**, Condensation heat transfer and pressure losses of high and low pressure refrigerants flowing in a single circular minichannels, *Heat Transfer Engineering*, 32 (2), (2011), pp. 90-98
74. **Bandhauer, T.M.**, Measurement and Modeling of Condensation Heat Transfer Coefficients in Circular Microchannels, *J. of Heat Tran. T. ASME*, 128 (2006), 10, pp. 1050-1059
75. **Wang, H.S., Rose, J.W.**, Theory of heat transfer during condensation in microchannels, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 54 (2011), pp. 2525-2534
76. **Webb, R.L.**, Prediction of condensation and evaporation in micro-fin and micro-channel tubes, *Heat transfer enhancement of heat exchangers, Netherlands: Kluwer Academic Publishers*, (1998), pp. 529-550.
77. **Cavallini, A., et al.**, Condensation in horizontal smooth tubes, a new heat transfer model for heat exchanger design, *Heat Transfer Engineering*, 27 (2006), pp. 31 - 38
78. **Shah, M.M.**, Heat transfer during condensation inside small channels: applicability of general correlation for macrochannels, *Proc. 14th International Heat Transfer Conference (Washington, DC, USA)*, Vol. 2, (2010), pp. 125 - 134
79. **Bohdal, T., et al.** 2011, "Heat transfer during condensation of refrigerants in tubular minichannels, *Archives of Thermodynamics*, 33 (2012), 2, pp.3 - 22
80. **Mikielewicz, J., Mikielewicz, D.** A common method for calculation of flow boiling and flow condensation heat transfer coefficient in minichannels with account of nonadiabatic effects, *Heat Transfer Eng.*, 32(2011), pp. 1173 - 1181
81. **Derby, M., et al.**, Condensation heat transfer in square, triangular, and semi-circular mini-channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (2012), pp. 187-197
82. **Shah M.M.**, An improved and extended general correlation for heat transfer during condensation in plain tubes, *HVAC&R Res.* 15 (5) (2009), pp. 889-913
83. **Agarwal, A., et al.** Heat transfer model for condensation in non-circular microchannels, *Proceedings of the Fifth International Conference on Nanochannels, Microchannels and Minichannels, Puebla, Mexico*, (2007), pp. 117-126
84. **Soliman, H.M.**, The mist-annular transition during condensation and its influence on the heat transfer mechanism, *Int. J. Multiphase Flow*, 12 (2) (1986), 277-288
85. **Rifert, V.G., et al.**, Condensation inside smooth horizontal tubes. Part 2. Improvement of heat exchange prediction, *Scientific journal "Thermal Science"*, 21 (2017), 3, pp. 1479 - 1489
86. **Rifert, V.G., et al.**, An improved heat transfer prediction model for film condensation inside a tube with interfacial shear effect, *World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*, 11 (2017), 8, pp. 1290-1299

## Application of the Open Cycle Stirling Engine Driven with Liquid Nitrogen for the Non-Polluting Automobiles

*M.B. Kravchenko*

Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatnaya str., Odessa, 65039, Ukraine.

e-mail: [kravtchenko@i.ua](mailto:kravtchenko@i.ua).

*Progress on advancing technology of using liquid nitrogen for the non-polluting automobiles is reported. It is shown that the low exergy efficiency of the known engines fueled with liquid nitrogen has discredited the very idea of a cryomobile. The design of the open-cycle cryogenic Stirling engine is proposed. This engine allows extracting up to 57% of the exergy accumulated in liquid nitrogen. The method used to calculate of such open-cycle Stirling engine is described and the calculation results and discussion are presented. It is shown that 200 liters of liquid nitrogen is sufficient for 180 km range of cryomobile at speed of 55 km/h, while a full charge of the 300-kilogram battery of Nissan LEAF electric vehicle is sufficient for a range of 160 km. Use of liquid nitrogen or liquid air as an energy vector in a transport will not require scarce materials, and, in comparison with using of lithium-ion batteries or hydrogen, this will require less capital investment.*

**Keywords:** Heat engines; Zero emission vehicles; Liquid nitrogen; Liquid air; Cryogenic; Stirling engine.

## Застосування двигуна стірлінга, що працює на рідкому азоті, для створення екологічно чистих автомобілів

*М. Б. Кравченко*

Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039, Україна

*У статті наведений огляд сучасного стану розвитку технології використання рідкого азоту для створення екологічно чистих автомобілів. Показано, що низька ексергетична ефективність двигунів, що працюють на рідкому азоті, дискредитувала саму ідею кріомобіля. Запропоновано конструкцію кріогенного двигуна, який працює по відкритому циклу Стірлінга. Цей двигун дозволяє вилучати до 57% ексергії, накопиченої у рідкому азоті. Описана методика обчислення основних характеристик такого двигуна і наведені результати його розрахунків. Показано, що 200 літрів рідкого азоту достатньо для 180 км пробігу кріомобіля зі швидкістю 55 км/год., тоді як повний заряд 300-кілограмового акумулятора електромобіля Nissan LEAF достатній лише для пробігу 160 км. Використання рідкого азоту або рідкого повітря в якості енергоносія на транспорті не вимагатиме використання дефіцитних матеріалів, і, в порівнянні з використанням літій-іонних батарей або водню, вимагатиме менших капіталовкладень.*

**Ключові слова:** тепловий двигун; екологічно чисті автомобілі; рідкий азот; рідке повітря; кріогенна техніка; двигун Стірлінга.

© The Author(s) 2017. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



### 1 Introduction

At present, the world energy industry is experiencing the technological revolution connected with explosive growth of the renewable energy sources. This is illustrated in Figure 1, which shows the change in the share of energy received from renewable sources in the energy balance of Germany for the period 1991-2016.

Now the share of renewable energy sources in the energy balance of many European countries exceeds 20%. In 2016, 191 billion kW-h of electricity was generated from renewable energy sources in Germany. It comes to 32% of the total amount of electricity consumed in this country [1]. Spain and Germany set a goal of receiving more than 50% of electricity from renewable sources until to 2030.

To completely abandon fossil fuels it will be necessary to find an intermediate energy carrier that could be used in a transport. The accumulation of this intermediate energy carrier during periods with surplus electricity in the grid is also solution to the problem of reconciling the demand and production of electricity received from renewable sources.

There are at least three competing projects to solve the problem of an intermediate energy carrier suitable for use in a transport. The most advanced is the project of electric-driven car with lithium-ion batteries. In this case, the role of the intermediate energy vector performs by lithium, which accumulated in the lithium-ion battery when it is charged.

Electric-drive vehicles have several benefits in

comparison with conventional cars, running on gasoline, diesel or gas. They are almost noiseless, easy to manage and reliable and reduce emissions of greenhouse gases. The operation of electric vehicle is much cheaper than the operation of a traditional car, because electricity is much cheaper than gasoline or diesel fuel. The main advantage of an electric vehicle is environmental safety and zero greenhouse gas emission when using electricity from renewable sources to charge the batteries.

Electric-driven vehicles have a long history of improvement. At the beginning of the 20-th century, the number of electric vehicles sold each year was about the same as the number of conventional cars sold. However, with the improvement of gasoline and diesel engines, the share of electric vehicles in the vehicle market was declining. The main reason for the abandonment of electric vehicles were low efficiency of its batteries that did not allow electric vehicles accelerate to high speed and, at the same time, to have sufficient range without recharging the batteries.

The situation changed with the advent of lithium-ion batteries, capable to provide the capacity necessary for an electric vehicle at acceptable dimensions and weight. Despite the unique characteristics of lithium-ion batteries, they remain the weak point of the electric vehicle.

First, lithium-ion batteries are very expensive; their cost is 500-600 USD per kW-h. Therefore, in modern electric vehicles, the cost of a battery is about 30-40% of the cost of the car itself.

Secondly, lithium-ion batteries are not durable, after 3-5 years of intensive operation their capacity drops, and they need to be replaced.

Thirdly, lithium-ion batteries can not be quickly charged. For example, the battery charging time of the most popular brand of electric car Nissan Leaf not less than nine hours. Even with such a prolonged charging of an electric vehicle, a significant load is created on household electric grids.

And, finally, lithium, which is necessary to manufacture batteries, is a scarce material, most of which is mined in just three countries: Chile, China and Australia.

In March 2015, Ilon Mask presented his new electric vehicle – Tesla Model 3, and said that by 2018 his company intends to sell 500,000 such cars, but "for this, it will be necessary to buy all the lithium produced in the

world." After this statement, the prices for lithium have soared. The cost of this raw material in terms of lithium carbonate in May 2016 has reached \$ 20,000 per ton versus \$ 6,000 per ton in early 2015.

"Goldman Sachs" top strategists predict that in connection with the growth in sales of electric vehicles by 2025, lithium consumption can to reach 570 thousand tons, while in 2012 it was produced only 26.5 thousand tons of lithium.

Thus, replacing the existing car fleet with electric vehicles will require a significant increase in electricity supply, as well as a significant increase in the production a number of scarce materials, such as lithium and copper.

The second project, implementation of which can lead to abandonment of fossil fuels in transport, is the use of hydrogen as a clean energy carrier [2, 3].

Hydrogen energy was formed in the mid-1970s as one of directions of scientific and technological progress. Starting of the works into controlled thermonuclear fusion lent impetus to researches related to the production, storage, transportation and use of hydrogen. At that time it was believed that these works would quickly lead to the development of reactors with controlled thermonuclear fusion, which would ensure the production of a large amount of cheap electricity.

Hydrogen was chosen as an intermediate energy carrier because of its obvious environmental benefits. In the presence of cheap electricity, hydrogen was planned to be obtained by electrolysis of water.

Electrolysis of water is one of the most well studied methods to obtaining hydrogen. The electrochemical method of obtaining hydrogen from water has the following positive qualities:

- high purity of the produced hydrogen – up to 99.99% and higher;
- simplicity of the technological process, its continuity and the possibility of a full automation;
- always available and practically inexhaustible raw material – water;
- flexibility of the process and possibility to obtaining hydrogen directly under pressure;
- possibility to obtain valuable by-products – heavy water and oxygen.

Despite the fact that hopes for the rapid development of nuclear fusion technology have not implemented,

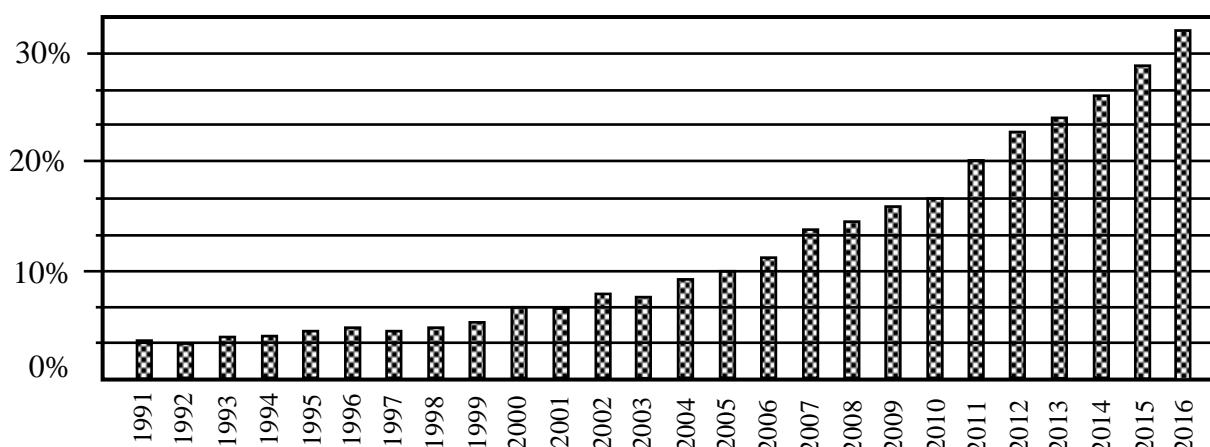


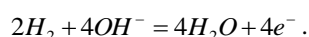
Figure 1 – Share of energy, received from renewable sources in Germany for 1991-2016.

significant achievements in the hydrogen energy have been in demand in a world, which is preparing for the transition to use renewable energy sources.

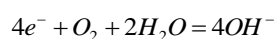
When hydrogen is used as an energy vector on the transport, in addition to absolute environmental purity, it has a number of others advantages.

First, existing internal combustion engines can be converted to hydrogen, and this requires minimal changes in engine design.

In addition, the chemical energy of hydrogen can be converted into electricity in the so-called fuel cells. When hydrogen is dissolved in metals, for example in platinum, the proton and the electron that make up the hydrogen atom are separated. If the platinum electrode is in an alkaline medium, then it reacts to form free electrons:



In a fuel cell, these electrons pass through an electrical circuit and perform useful work. After that, the electrons get to another electrode, where the next reaction occurs with participation of the oxygen:



This way of using hydrogen is much more efficient than its combustion in the internal combustion engine. The efficiency of conversion chemical energy into useful work in fuel cells is much higher and reaches 80%. The main disadvantage of this process is the high cost of platinum or palladium electrodes in the fuel cells.

Several decades of research aimed to improve design of fuel cells led to creation of compact, reliable and efficient sources of current, but this efficiency is based on the unique properties of platinum, which is still used for the production of electrodes. Therefore fuel cells remain expensive; their cost is about \$1500 per kW.

In addition, the using of hydrogen as an energy vector has a number of significant drawbacks. First in the list of hydrogen drawbacks are the fire and explosion hazards.

Traditional types of fuels used in transport (gasoline, diesel fuel and natural gas) are the flammable and explosive substances. But hydrogen, even against such background, is a highly flammable and explosive substance. For example, a mixture of methane and air under normal conditions ignites if volume fraction of methane is within the range of 5.3-15%, and detonates at volume fraction of 6.3-13%. The mixture of hydrogen with air ignites and detonates in a much larger range of volumetric hydrogen concentrations, respectively – 4.1-75% and 18.3-74%.

The thermal impulse (the energy of ignition) necessary for the ignition of combustible substances is, for mixtures of methane with air,  $E_0=280 \cdot 10^{-6}$  J, and for hydrogen-air mixtures  $E_0=19.6 \cdot 10^{-6}$  J. The energy that initiates the reaction of hydrogen with air is so small that the ignition of hydrogen can occur even from spark of static electricity accumulated on clothing. Therefore, when working with hydrogen, it is not allowed to wear synthetic clothing.

The TNT equivalents of the explosion of stoichiometric mixtures of methane and hydrogen with air are 4.8 and 10.6 kg of trinitrotoluene per kilogram of product, respectively.

Another disadvantage of hydrogen as an energy carrier is the complexity of its accumulation and storage. Hydrogen is the lightest gas, therefore its storage and transport in cylinders is extremely irrational. If 9 kg of oxygen can be pumped into a standard cylinder, then only 0.48 kg of hydrogen will fit in the same cylinder.

Liquefying of hydrogen can increase its density, but liquid hydrogen is also a very light liquid. The density of liquid hydrogen is only  $70.9 \text{ kg/m}^3$ .

Hydrogen liquefaction is a very energy-expensive process, since the normal boiling temperature of hydrogen is only 20.4 K. If we add to this carrying out the ortho-para conversion, which is needed to ensure the long-term storage of liquid hydrogen, then the high cost of the infrastructure to use liquid hydrogen in transport becomes clear.

Despite these drawbacks of hydrogen, a number of leading automotive companies have developed and produce a limited number of cars running on hydrogen. The most famous of these models are: Honda FCX Clarity, Mercedes-Benz F-CELL, BMW Hydrogen 7, Mazda RX-8 hydrogen (see Figure 2).

Liquid air or liquid nitrogen comparatively recent has to be considered as a potential intermediate energy carrier, which can be used in transport.

The idea of using the liquid air as an energy vector for a car appeared shortly after industrial air-liquefaction plants were created.

The first prototype of a car fueled with liquid air was shown in 1902 and was called “Liquid Air” (see Figure 3) [4]. In this photo, “Liquid Air” is driven by its inventor – the Dane, Hans Knudsen. The car was able to drive 64 kilometers through the streets of London at a speed of 19 kilometers per hour, spending on it 64 liters of liquid air. According to experts, energy efficiency of this cryomobile was only about 4%.

The next attempt to create a car fueled with liquid air was made in the United States, in 1914. Two managers of Buick company – William Little and William Durant create experimental cryomobile, which they called “Little” (see Figure 4). As the engine of this model converted 4-cylinder internal combustion engine was used. In the process of testing, the cryomobile demonstrated its working capacity, but did not attract investors, in particular, due to lack of infrastructure for refueling the cryomobile with liquid air.

The idea of a car running on liquid nitrogen returned



Figure 2 – Car BMW Hydrogen 7, working on hydrogen

only in the 90-s of the last century, when the question arose about developing a car with zero emissions.



**Figure 3** – The first car working on liquid air, and its inventor – Hans Knudsen



**Figure 4** – “Little” – cryomobile working on liquid air (1914)

In 2000, a group of scientists from the University of Washington developed and tested experimental car operating on liquid nitrogen, which they called the LN2000 (see Figure 5).



**Figure 5** – LN2000 – experimental model of cryomobile operating on liquid nitrogen

The experimental cryomobile was created on the basis of the serial electric vehicle Grumman Kubvan. As the engine it was used the ship pneumatic motor, intended for a lifting and lowering anchor. Power of the air motor was 11 kW [5].

On a tests cryomobile developed speed up to 35 kilometers per hour. Measurement of the flow rate of liquid nitrogen showed that efficiency of the power installation of this cryomobile reaches 9%.

Schematic diagram of the LN2000 cryomobile power installation is shown in Figure 6. It includes a Dewar vessel 1 for storing liquid nitrogen, liquid nitrogen pump 2, economizer 3, atmospheric heat exchanger 4 and expansion machine 6. Power of expansion machine via transmission transferred to the wheels of the cryomobile.

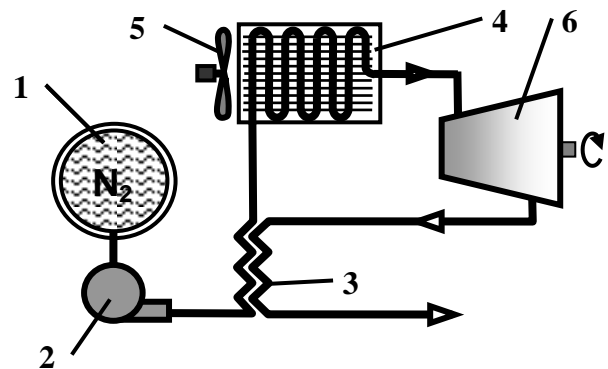
The scheme of this cryomobile, like in all previous models, is the same as for a steam locomotive, but instead of water, liquid nitrogen is used.

Therefore, it is not surprising that the efficiency of the power installations of such cryomobiles was about the same as efficiency of a locomotive – less than 10%. The low efficiency of power installations used in the known samples of cars working on liquid nitrogen or liquid air discredited the very idea of the cryomobile [6, 7, 8, and 9]. Therefore, public interest and the financing of cars running on liquid nitrogen is much less than interest in electric vehicles or cars running on hydrogen.

In 2001, the British inventor Peter Dearman proposed a new engine design for the use of liquid nitrogen energy. The experimental model of the Dearman engine has accelerated its cryomobile, assembled on the basis of the Ford Fiesta car, to 50 km/h.

The main feature of the Dearman engine is the contact heat exchange of the liquid heat transfer agent with liquid nitrogen directly in the working cylinder of engine. This makes it possible to realize the process of nitrogen expansion close to isothermal, and due to this, it is essential to increase the efficiency of the machine [10].

In Figure 7 shows the principle of operation of Dearman engine. The working process in Dearman engine



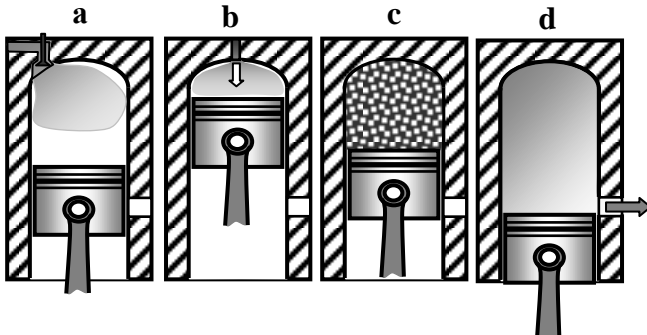
1 – Dewar vessel for storage of liquid nitrogen; 2 – liquid nitrogen pump; 3 – economizer; 4 – atmospheric heat exchanger; 5 – the fan; 6 – expansion machine.

**Figure 6** – Schematic diagram of the LN2000 cryomobile power unit.

consists of four stages. At the first stage (Figure 7a), when the piston moves upward, a liquid heat transfer agent is supplied in the cylinder.

At the top dead center, liquid nitrogen is injected into the engine cylinder (Figure 7b). When a jet of liquid

nitrogen flows into the liquid heat transfer agent, a quick boiling of liquid nitrogen is occurs. As a result of the intense boiling of nitrogen, the pressure in the cylinder increases, and the expanding vapors of liquid nitrogen pushing the piston of the engine downward (Figure 7c). Near the bottom dead center, the piston opens a window in the cylinder through which a mixture of expanded nitrogen vapors and droplets of heat-transfer liquid leaves the cylinder (Figure 7d).



**Figure 7** – Principle of the Dearman engine.  
*a* – inlet of the heat-transfer liquid; *b* – injection of liquid nitrogen; *c* – working stroke; *d* - release of the expanded vapors of nitrogen and drops of heat-transfer liquid.

As a "garage inventor" Dearman went beyond the stereotypes that were formed by engineers in the course of their practical activities. One of these stereotypes is that there should be no liquid in the engine cylinder. The presence of fluid in the cylinder can lead to a hydraulic shock, which usually ends up damaging the machine. Dearman managed to create the working piston engine, which has liquid in the cylinder constantly.

Another stereotype of thinking, which Dearman destroyed, is that the engine for the car running on liquid nitrogen, shut be a pneumatic motor – a machine that converts the energy of compressed air into mechanical work. He was creating the first machine that converts the energy of liquid nitrogen into mechanical work.

## 2 Thermodynamic analysis of the engine working on liquid nitrogen

The maximum work that can be obtained by interaction of a cryogenic liquid with the environment is equal to the minimum theoretical work for liquefaction of this cryogenic liquid.

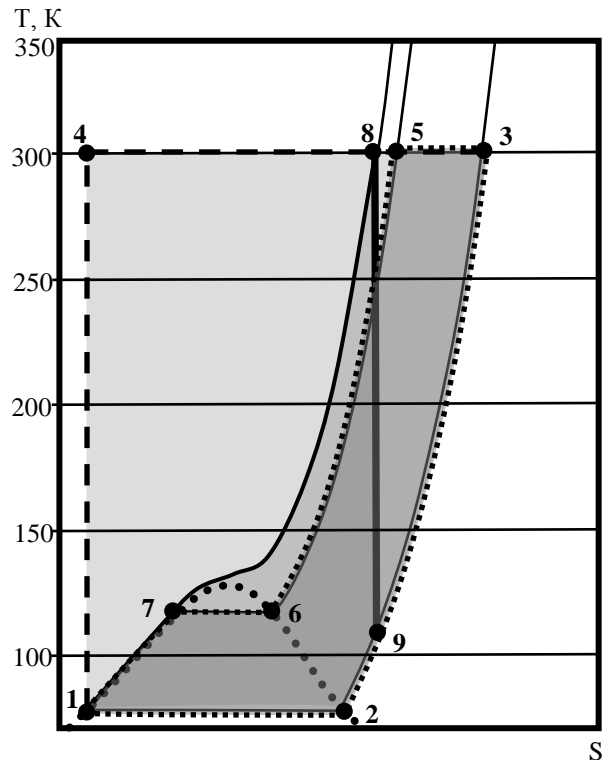
Minimum work for liquefaction it is the work of ideal liquefaction cycle for a definite substance at present environmental parameters.

An ideal liquefaction cycle is a cycle composed of isobar of liquefy substance at ambient pressure, isotherm for this substance at ambient temperature, and adiabatic process which closing this cycle.

In Figure 8 is shown the pattern of ideal liquefaction cycle in the temperature-entropy diagram. As is known, the area of the thermodynamic cycle on the temperature-entropy diagram represents the work spent in this cycle. Consequently, the minimum work required to liquefaction

of gas, in direct proportion to the area of the shape 1-2-3-4. It is easy to calculate, that the minimum work required to nitrogen liquefaction at ambient temperature 293 K and atmospheric pressure (760 mmHg) is equal to 741 kJ/kg or 183.7 kW-h/kg. This value determines the maximum work that can be obtained by the interaction of liquid nitrogen with the environment.

In Figure 8 also shown the thermodynamic cycle that was used in the LN2000 cryomobile, it is the cycle 1-8-9-2.



**Figure 8** – Ideal cycle of nitrogen liquefaction and cycles of cryomobiles power installations in the temperature-entropy diagram.

- 1-2-3-4 – ideal cycle of nitrogen liquefaction;
- 1-8-9-2 – cycle of the LN2000 power unit;
- 1-7-6-5-3-2 – cycle of the Dearman engine.

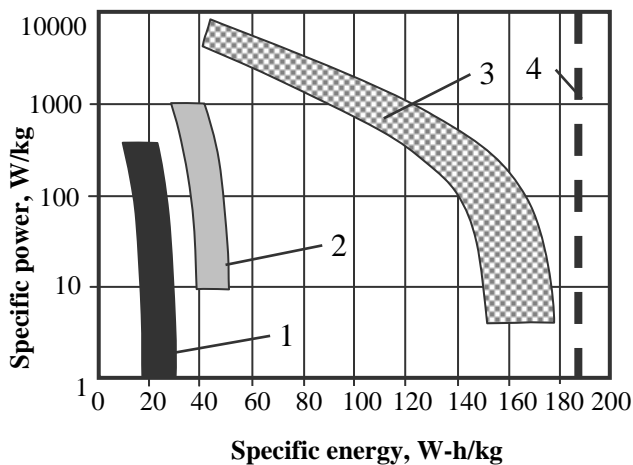
Therefore, comparing the areas of different cycles, you can get a visual representation of the potential of a particular cycle. From this figure, we notice that the single-stage adiabatic expansion, which used in the LN2000 cryomobile, is extremely inefficient. Thermodynamic losses in this cycle could be reduced by applying a multistage expansion of nitrogen with intermediate heating from the environment.

The realization of nitrogen expansion process close to the isothermal in the Dearman engine makes it possible to essentially increase the work obtained with nitrogen expansion. From this temperature-entropy diagram we can notice that the area of the figure 1-7-6-5-3-2, which corresponds to work in the Dearman cycle, is larger than the area of the cycle used in the LN2000 cryomobile. Comparison of the areas of the Dearman cycle and the cycle of the LN2000 cryomobile with the area of the ideal nitrogen liquefaction cycle indicates that both these cycles are far from ideal.

To estimate the theoretical potential of a cryomobile it is enough to compare the minimum work required to liquefaction of nitrogen with the specific capacitance of certain types of electrical accumulators. The below figure 9 shows a comparison between the specific energy accumulated in different types of electrical accumulators with the maximum work that can be obtained by the interaction of liquid nitrogen with the environment.

It is obvious, that liquid nitrogen as an intermediate energy carrier is in no way inferior to existing batteries. But this is possible under the condition a method of efficient extraction of energy from liquid nitrogen will be found.

The figure 9 shows that the capacity of existing batteries is strongly dependent on the power that this battery emits to the network. This is due to the fact that all batteries have an internal electrical resistance. When an electric current flows in the circuit to which the battery is connected, some of the electricity supplied by the battery is lost inside it, turning into the heat. From Figure 9 we can notice that lead batteries have internal resistance less than other types of batteries, so this type of battery can give more power to the electrical circuit. In lithium-ion batteries, the internal resistance is relatively large, so the capacity of this type of battery is highly dependent on the output power or the discharge rate.



1 – lead accumulators; 2 – nickel-cadmium batteries;  
3 – lithium-ion batteries; 4 – work that can be obtained from 1 kg liquid nitrogen.

**Figure 9** – Comparison of the specific energy accumulated in various types of accumulators with the maximum work that can be obtained by the interaction of liquid nitrogen with the environment.

The most widespread electric car Nissan Leaf has a lithium-ion battery with capacity is 24 kWh, and the battery weight is 300 kg. Hence, it is not difficult to calculate the actual value of the specific capacity of lithium-ion batteries, which are used in electric vehicles – 0.08 kW-h/kg. It follows that if you can create a machine that will extract at least 50% of the energy stored in liquid nitrogen, then cryomobile will outperform the electric cars.

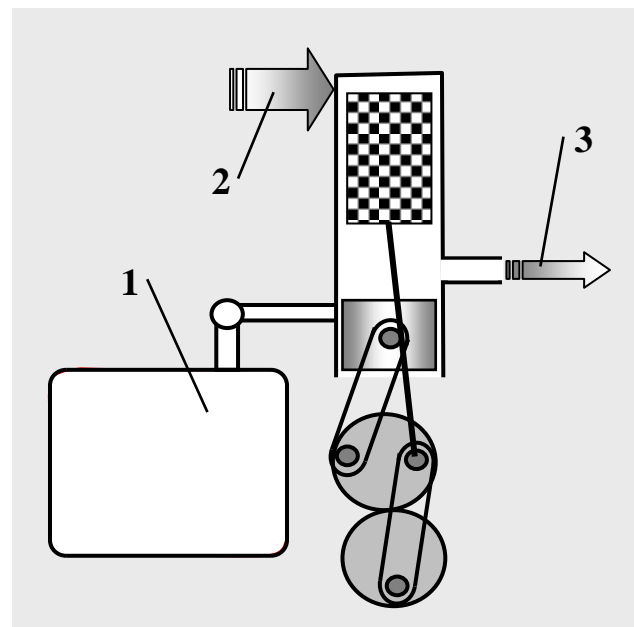
### 3 Open-cycle Stirling engine

The concept of the open-cycle Stirling engine is not new. For example, Isshiki et.al. [11, 12] developed the steam Stirling engine, which operates as a hybrid of the Stirling machine and the Rankine steam-operated cycle. This engine has one cylinder with a power piston and a heater at the top, and a second cylinder in which displacer moves. Between these two cylinders, there is a regenerative heat exchanger like in the Stirling machine. But besides this, the Isshiki engine has intake and exhaust valves through which the steam enters the cylinder, expands in it and is ejected from the working cylinder. The same as in the Rankine cycle, the spent steam is condensed, pumped into the steam boiler and again fed into the power cylinder.

When the Isshiki engine is running, saturated steam from the external boiler enters the power cylinder when the piston approaches to the top dead center. Subsequently steam passes through the regenerator and the heater, and then expands at an almost constant high temperature. Further, the expanded steam passes through the regenerator and vent to the condenser, where it condenses and is again pumped into the boiler.

In experiment performed on the miniature size prototype operating on overheated steam with pressure of 0.2 MPa and temperature of 250 °C, output power of 12 W was obtained. This is approximately five times greater than the power of a Stirling gas engine of the same dimensions, operating at 320 °C [11].

The following article appeared in the 2014, it presented the results of mathematical modeling and experimental research of the prototype of the steam Stirling engine, which has a beta-type configuration. In Figure 10 shows the scheme of the steam Stirling engine, or "isothermal expansion machine" from [13].



1 – steam boiler; 2 – supply of heat; 3 – exhaust steam.

**Figure 10** – Scheme of steam Stirling engine [13].

The experimental sample of the engine had working volume of 100 cm<sup>3</sup>. This model was allowed to regulate the

phase shift of the piston and displacer motion. In the experimental study of this engine, it was shown that it develops the greatest power with the phase shift of piston and displacer motion is equal to 20 angular degrees.

Since in this work was studied an "isothermal expansion machine", that the main attention was paid to increasing its power. The questions of the thermodynamic perfection of this machine went to the background and were not studied.

In the article of Weiqing et al. [14] the scheme of open-cycle Stirling engine operating at liquid nitrogen is described. The authors of this work proposed to combine the reservoir for storage of liquid nitrogen with a cold cavity of the Stirling engine. In this engine, which has a gamma-type configuration, nitrogen vapors, produced by the engine, run through the regenerative heat exchanger and are released into the environment from the warm part of the engine.

Unfortunately, this design of Stirling engine, working at liquid nitrogen, is not functioning. Because, during the engine operation the pressure swing of gaseous nitrogen above the surface of liquid nitrogen have supposedly with amplitude up to 5 bar, per one revolution of the shaft. The mathematical model of the engine, given in the article, also does not take into account the possibility of condensation of nitrogen vapors with increasing their pressure above the surface of the liquid.

Despite this, the main idea stated in this article is that to convert the exergy of liquid nitrogen into mechanical work, it is necessary to utilize not only the energy of gas pressure, but also the cold exergy of the liquid nitrogen is certainly correct.

In the proposed design of the open-cycle Stirling engine, nitrogen is also used as the working substance. Moreover, most of this nitrogen involved in a closed thermodynamic cycle, and a smaller part passes through the engine. This part of nitrogen is used as a cold source in the heat engine.

The transit part of nitrogen enters in the cold cavity of engine and exits it from the warm side of the Stirling engine. The principle of operation of the proposed Stirling machine working on an open cycle is shown in Figure 11.

Nitrogen injection occurs when most of the working substance is in the cold cavity of the cylinder and gas from the cold part of the cylinder begins to move into its warm part (see Figure 11a). Since the nitrogen pressure in this phase of the cycle is above the critical, the injected nitrogen will be a cold supercritical fluid that almost instantaneously mixes with the nitrogen in the cylinder. As a result of this mixing, the temperature of nitrogen in the cold cavity will decrease, and the mass of the working substance in the engine will increase. Calculations show that the optimum amount of injected nitrogen is 8-10% of the mass of the working substance already present in the Stirling machine.

At the next stage of the machine operation, due to moving of the displacer, nitrogen is pushed into the warm cavity of the Stirling engine (see Figure 11b). At the same time, the working substance obtained heat from environment.

Then, the expansion of nitrogen at a temperature close to the ambient temperature follows (see Figure 11c). Expansion of gas is accompanied by the production of useful work.

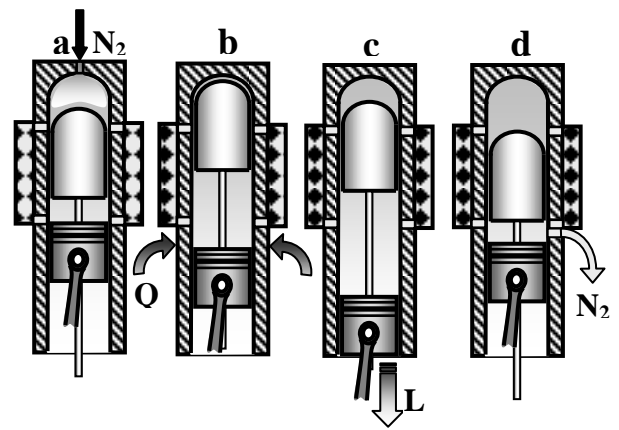


Figure 11 – The principle of operation of Stirling machine with open cycle.

*a* – injection of nitrogen into the cold cavity of the Stirling engine; *b* – displacement of nitrogen into a warm cavity with the supply of heat from the environment; *c* – expansion of nitrogen in the warm cavity with production of useful work; *d* – exhaust of nitrogen at the minimum pressure in the engine.

At the last stroke of the proposed Stirling engine, due to moving of the displacer into the warm part of the cylinder, gas is pushed into the cold cavity (see Fig. 11d). This process is accompanied by decreasing the pressure in the cylinder. When the cylinder's minimum pressure is reached, the exhaust valve opens. Through open exhaust valve a portion of nitrogen is discharged from the engine. Thus, the mass of the nitrogen, participating in the operation of the machine returns to its original value. After that, the cycle repeats.

As is known, the lower the temperature at which gas is compressed, the less energy it will take to compress this gas. In the Stirling machine under consideration, the working substance is compressed at a low temperature, and then expands at a higher temperature. Therefore, for one rotation of the shaft, the total energy balance will be positive. It follows that the machine will operate as a heat engine.

To evaluate the possibilities of the proposed cycle, it is necessary to simulate the operation of the Stirling machine operating on the proposed cycle.

Before constructing the mathematical model of proposed machine, its basic parameters were set. The main dimensions of the simulated machine are the same as those of the legendary PLA-107 cryogenic Stirling machine. This machine was developed by the Philips in 1954 and with small improvements is being released to the present time. The choice of this machine is due to that all its characteristics are well known. In addition, this machine is extremely reliable, because it is a result of long term improvement and optimization. For example, the four-cylinder machine of this type, established in 1967 in the University of Brussels, has worked 192,000 hours.

The selected machine has a beta-type configuration, so it has one cylinder in which the piston and displacer moves coaxially. The beta configuration of the Stirling machine is compact. Therefore it is best suited for transport use.

The main dimensions of the machine are chosen as follows: piston diameter 80 mm, displacer diameter 70 mm, piston stroke 52 mm, displacer stroke 30 mm. The dead volume is assumed equal to 70 cm<sup>3</sup>. The phase shift between the movements of the piston and the displacer is 70 angular degrees. Stationary gas pressure in this machine is 19 bars.

The temperature in the warm cavity of the machine is assumed to be equal to 250 K. Such low temperature makes it possible to supply heat from an intermediate coolant interacting with the environment.

The temperature of the cold part of the machine is assumed to be 130 K.

In the process of modeling this machine, the complete revolution of its crankshaft was divided into 180 parts, each corresponding to the rotation for 2 angular degrees. Further, in each of these positions of crankshaft, the volumes of warm and cold cavities are calculated.

Knowing the volumes of warm and cold cavities, as well as the gas temperature in these cavities, and using the material balance equation, finding the current value of pressure in the machine by the formula:

$$P(\varphi) = \frac{M \cdot R}{\mu \left[ \frac{V_c(\varphi)}{T_c} + \frac{V_h(\varphi)}{T_h} + \frac{2V_o(\varphi)}{T_h + T_x} \right] c}$$

where  $M$  – is the total mass of nitrogen in the machine;  $V_c$  – is the volume of the cold cavity;  $V_h$  – is the volume of a warm cavity;  $V_o$  – is the dead volume;  $T_c$  – cold cavity temperature;  $T_h$  – temperature of a warm cavity;  $R$  – is the universal gas constant;  $\mu$  – is the molar mass of nitrogen;  $\varphi$  – is the angle of the shaft rotation.

On the pressure in the Stirling machine, the work of gas expansion in the warm and cold cavities of the engine was determined. The work to be done by the gas is determined by the trapezoidal rule:

$$L = \int_{v_1}^{v_2} P(v) dV \approx P_1 \Delta V + \frac{\Delta P \Delta V}{2},$$

where  $P_1$  – is the pressure in the engine at the beginning of the section under consideration;  $\Delta P$  and  $\Delta V$  – the pressure change and changing of cavity volume in the corresponding position, respectively.

The total work of gas compression in the cold cavity of the engine is equal the amount of heat that must be draw away from the cold cavity to execute a heat balance of the engine. This heat is removed by injecting a dose of liquid nitrogen into the cold cavity. The amount of heat that is taken away from the cold part of the engine was determined by formula:

$$Q_o = G(h_c - h_o),$$

where  $G$  – is the flow rate of nitrogen supplied to the engine cylinder;  $h_c$  – the enthalpy of nitrogen in the cold cavity of the engine;  $h_o$  – is the enthalpy of nitrogen, which is supplied by a liquid nitrogen pump from a container with liquid nitrogen. In the calculation, it assumed that liquid nitrogen adiabatically compressed by the pump to the pressure of 40 bars and fed into the cold cavity.

It is obvious that the amount of heat that removed by liquid nitrogen depends strongly on the temperature in the cold cavity of the engine. The higher nitrogen temperature in the cold cavity the more heat taken away with dose of

nitrogen injected. Therefore, the temperature in the cold cavity of the engine selected in thus the overall thermal balance of the engine is fulfilling. This value of the temperature in the cold cavity of engine was equal to 130 K.

In Figure 12 showed the calculated pressure-volume diagram of the proposed Stirling engine. This diagram also shows the areas where nitrogen injected and discharged.

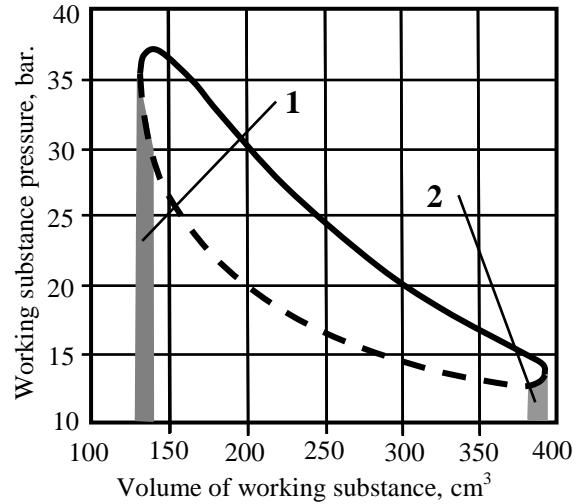


Figure 12 – Calculated pressure-volume diagram of the engine with the open Stirling cycle. 1 – nitrogen inlet; 2 – release of nitrogen.

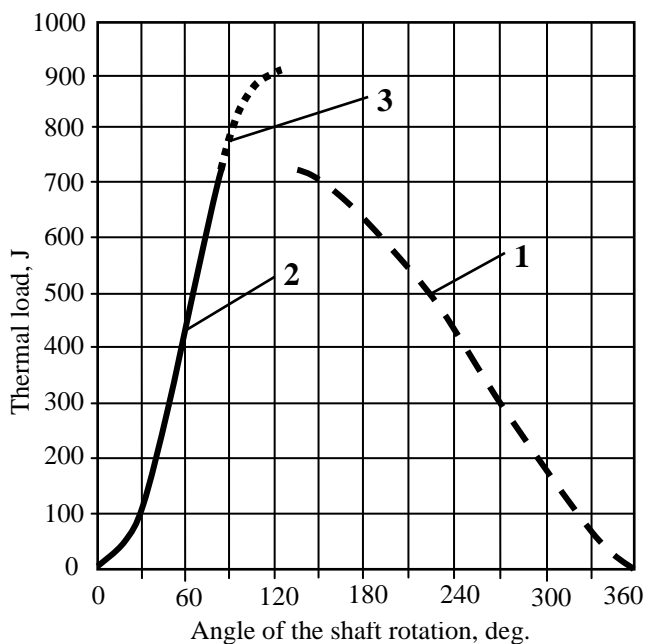
Further, the efficiency of the regenerative heat exchanger evaluated.

In the working Stirling machine there is the changing a volumes of the warm and cold cavities and a pressure changing in these cavities. Therefore the instantaneous value and the sign of the flow of nitrogen through the regenerative heat exchanger was defined as the difference between changes within gas masses in the warm and cold cavities of the engine when the shaft is rotated by 2 angular degree.

Further, knowing the pressure and temperature of the gas at the inlet and outlet of the heat exchanger, the enthalpies of nitrogen at the inlet and outlet of the regenerative heat exchanger were determined. Knowing the mass flow rate of nitrogen in each of the positions, it is possible to determine the amount of heat that is supplied or diverted from the thermal elements of the regenerative heat exchanger when the shaft is rotated by the next 2 angular degrees.

In Fig. 13 shows the calculated graphs of the heat load of regenerative heat exchanger per revolution of the machine shaft. It can be see that the heat that accumulates in the packed bed of the regenerative heat exchanger in the cooling period is not enough to heat gas in the heating period. Therefore, the gas leaving the regenerative heat exchanger must warm to the temperature of the warm cavity, taking heat from the environment.

Such heat transfer features in the regenerative heat exchanger of the Stirling machine operating on an open cycle can be easily explained. Over injecting a doze of nitrogen into the cold cavity, the expenditure of nitrogen in the heating period is greater than its flow rate in the cooling period of regenerative heat exchanger.



**Figure 13** – Thermal load of the packed bed of regenerative heat exchanger for one revolution of the shaft.

1 – heating period; 2 – cooling period;  
3 – heat supply from environment.

This ratio of the flow heat capacities during the heating and cooling periods of the regenerative heat exchanger is favorable for the Stirling engine. Insufficient nitrogen heating is compensated by the supply of heat from the environment. From the thermodynamic point of view, this is much better than compensating of the losses from the imperfection of heat transfer by a part of the useful cooling capacity, as is the case, in cryorefrigerators operating the Stirling cycle.

The described mathematical model of the open-cycle Stirling engine made it possible to optimize it in order to obtain the maximum efficiency of converting the exergy of liquid nitrogen into mechanical work. As a result of optimization the cold cavity temperature and amount of nitrogen supply, the following values of these parameters obtained. The optimal temperature of the cold cavity is equal to 130 K. The optimum proportion of injected nitrogen is 7.8% of the amount of nitrogen already in the cylinder. With these parameters, the engine produces 1.81 kW at 600 RPM. The flow rate of nitrogen in the optimum operating mode is 25 kg/h. At the same time, this engine can turn to work 39.5% of the exergy accumulated in liquid nitrogen (the minimum work of nitrogen liquefaction). To the warm part of the engine 5.1 kW of heat must supply.

Since nitrogen is released from the engine at a temperature of 250 K and a pressure of 12 bar, the heating of this nitrogen to 273 K and the expansion in a two-stage machine with an adiabatic efficiency of 75% makes it possible to obtain additional 0.82 kW of mechanical energy.

In sum, the energy produced by the Stirling engine and the expansion machine is 2.63 kW-h, which is 57.5% of the minimum liquefaction work of 25 kg of nitrogen.

To accelerate a small car at a speed of 55 km/h, requires an engine power of about 5 kW (data for LN2000

[5]). If the described Stirling engine, used in combination with an expansion machine to drive such a cryomobile, then at the speed of 55 km/h consumption of liquid nitrogen will be 1.1 l/km. Consequently, 200 liters of liquid nitrogen will suffice for to travel more than 180 km, while a full charge of a 300-kilogram weight of battery is sufficient to range for 160 km for the electric car Nissan Leaf.

## Conclusions

The use of liquid nitrogen or liquid air as an intermediate energy carrier does not require use of scarce materials, and investments necessary to create appropriate infrastructure will be less than using other types of intermediate energy carriers.

As a result of the thermodynamic analysis of engines operating on liquid nitrogen, it shown that liquid nitrogen as an intermediate energy carrier is in no way inferior to existing batteries of electric power, in the event that a method for efficient extraction of energy from liquid nitrogen will be found.

The open Stirling cycle is proposed and the device for its realization described. Mathematical modeling of this device showed that the open Stirling cycle theoretically allows converting more than 50% of the exergy of liquid nitrogen into mechanical work.

When using the proposed Stirling engine for driving a cryomobile having mass up to 1500 kg with speed of 55 km/h., the consumption of liquid nitrogen will be 1.1 L/km. Consequently, 200 liters of liquid nitrogen will suffice for to travel more than 180 km, while a full charge of a 300-kilogram weight of battery is sufficient to range for 160 km for electric car Nissan Leaf.

## References

- HITEC (Electronic source). Date of access 03.06.2017. Access mode: [https://hightech.fm/2017/01/09/germany\\_renewables](https://hightech.fm/2017/01/09/germany_renewables).
- Rabinowitz M. (2000) Power Systems of the Future. *IEEE Power Engineering Review*, 20 (3), 10-29.
- Chan C.C. (2007) The state of the art of electric, hybrid, and fuel cell vehicles. *Proceedings of the IEEE*, 95 (4), 704-718.
- Liquid Air (Electr. source). Date of access 03.06.2017. Access mode: [https://en.wikipedia.org/wiki/Liquid\\_Air](https://en.wikipedia.org/wiki/Liquid_Air)
- Peter D.Vitt (1997) (Electronic source). Date of access 03.06.2017. Access mode: [www.dtic.mil/cgi-bin/GetTRDoc?AD=ADA350829](http://www.dtic.mil/cgi-bin/GetTRDoc?AD=ADA350829)
- Yogesh K. J. (2016) Cryogenic Liquid Nitrogen Vehicles (ZEV'S). *International Journal of Scientific and Research Publications*, 6 (9), 562-566.
- Ordenez C.A., Plummer M.C. (1997) Cold Thermal Storage and Cryogenic Heat Engines for Energy Storage Applications. *Energy Sources*, 19 (4), 389-396.
- Ordenez C.A. (2000) Liquid nitrogen fueled, closed Brayton cycle cryogenic heat engine. *Energy Convers. Manage*, 41(4), 331-341.
- Haisheng Ch., Yulong D., et al. (2011) Air fuelled zero emission road transportation: a comparative study. *Appl Energy*, 88 (1), 337-342.
- Dearman. A Technical Introduction. (Electronic

source). Date of access 03.06.2017. Access mode: <http://dearman.co.uk/wp-content/uploads/2016/05/Dearman-A-Technical-Introduction-For-Web-1.pdf>

11. **Isshiki N, Kojima H, Ushiyama I, Isshiki S.** (1999) Proposal and basic experiments of super stirling engines. *SAE Technical Paper*, v.1, p. 2502.

12. **Isshiki N, Kojima H, Ushiyama I, Isshiki S.** (2000) Report on the developments of steam super Stirling engine. *Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit*, (IECEC) 35th Intersociety: IEEE; 2000, 111-119.

13. **Lin Ch.H, Lai G.J. Kobayashi Y., Matsuo M., Chiu M.Ch.** (2014) An Isothermal Steam Expander for an Industrial Steam Supplying System. *Hindawi Publishing Corporation Mathematical Problems in Engineering*. – Vol. 2015, 6 p. Article ID 794210, <http://dx.doi.org/10.1155/2015/794210>

14. **Weiqing X., Jia W., Maolin C., Yan S.** (2015) Liquid air fueled open–closed cycle Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, 94, 210–220.

15. (Electronic source). Date of access 03.06.2017. [https://www.ohio.edu/.../stirling/engines/NASA\\_MTI1986.pdf](https://www.ohio.edu/.../stirling/engines/NASA_MTI1986.pdf)

---

Received 07 June 2017  
Approved 08 September 2017  
Available in Internet 30 October 2017

## New non-stationary gradient model of heat-mass-electric charge transfer in thin porous media

V. B. Rogankov, M. V. Shvets, O. V. Rogankov

Odessa National Academy of food Technologies, 112 Kanatnaya str., Odessa, 65082, Ukraine

*The well-known complicated system of non-equilibrium balance equations for a continuous fluid (f) medium needs the new non-Gibbsian model of f-phase to be applicable for description of the heterogeneous porous media (PMs). It should be supplemented by the respective coupled thermal and caloric equations of state (EOS) developed specially for PMs to become adequate and solvable for the irreversible transport f-processes. The set of standard assumptions adopted by the linear (or quasi-linear) non-equilibrium thermodynamics are based on the empirical gradient-caused correlations between flows and forces. It leads, in particular, to the oversimplified stationary solutions for PMs. The most questionable but typical modeling suppositions of the stationary gradient (SG) theory are: 1) the assumption of incompressibility accepted, as a rule, for f-flows; 2) the ignorance of distinctions between the hydrophilic and hydrophobic influence of a porous matrix on the properties; 3) the omission of effects arising due to the concomitant phase intra-porous transitions between the neighboring f-fragments with the sharp differences in densities; 4) the use of exclusively Gibbsian (i.e. homogeneous and everywhere differentiable) description of any f-phase in PM; 5) the very restrictive reduction of the mechanical velocity field to its specific potential form in the balance equation of f-motion as well as of the heat velocity field in the balance equation of internal energy; 6) the neglect of the new specific peculiarities arising due to the study of any non-equilibrium PM in the meso- and nano-scales of a finite-size macroscopic (N,V)-system of discrete particles. This work is an attempt to develop the alternative non-stationary gradient (NSG) model of real irreversible processes in PM. Another aim is to apply it without the above restrictions 1)-6) to the description of f-flows through the obviously non-Gibbsian thin porous medium (TPM). We will suppose that it is composed by two inter-penetrable fractal sf-structures of f-phase (formed by the "mixture" of g- and l-phases termed, in total, interphase) and solid (s) porous matrix termed below s-phase. The permanent influence of humidity and the respective increase of the moisture content in TPM including the unavoidable phenomenon of capillary condensation are the main factors to occur the non-stationary transport f-flows through its texture.*

**Key words:** thin porous media; non-stationary gradient model; transport process of fractal fluid phases; non-gibbsian heterogeneous structures.

## Нова нестационарна градієнтна модель переносу тепла, маси і електричного заряду в тонких пористих середовищах

В. Б. Роганков, М. В. Швець, О. В. Роганков

Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, Одеса, 65082, Україна

*Добре відома ускладнена система нерівноважних рівнянь балансу для безперервного флюїдного (ф) середовища потребує нової не-Гіббсівської моделі ф-фази, щоб бути придатною для опису гетерогенних пористих середовищ (ПС). Вона повинна бути доповнена взаємопов'язаними термічними і калоричними рівняннями стану (РС), розвиненими спеціально для моделі ПС з метою її адекватності і розв'язуваності для незворотних процесів ф-перенесення. Ряд стандартних припущень, прийнятих в лінійній (або квазілінійній) нерівноважній термодинаміці, засновані на емпіричних, викликаних градієнтами термодинамічних полів кореляціями між потоками і силами. Це призводить, зокрема, до надмірно-спрощених стаціонарних рішень для ПС. Найбільш спірними, але типовими моделюючими припущеннями стаціонарної градієнтної (СГ) теорії є: 1) допущення нестисливості, прийняте, як правило, для ф-потоків; 2) ігнорування відмінностей між гідрофільним і гідрофобним впливом пористої матриці на ф-властивості; 3) неврахування ефектів, що виникають завдяки виникненню внутрішньо-пористих фазових переходів між сусідніми ф-фрагментами з різкими відмінностями в густині; 4) використання, виключно, Гіббсівських (тобто, однорідних і всюди диференційованих) уявлень у будь-якій ф-фазі всередині ПС; 5) дуже обмежуюче припущення потенційності поля механічної ф-швидкості в рівнянні руху ф-середовища, а також потенційності поля теплової ф-швидкості в рівнянні балансу для внутрішньої енергії; 6) нехтування новими специфічними особливостями, що виникають при вивченні будь-яких нерівноважних ПС в мезо- і нано масштабах скінченно-мірної макроскопічної (N, V)-системи дискретних частинок. Ця робота є спробою розвинути альтернативну нестационарну градієнтну (НСГ) модель реальних необоротних процесів. Іншою метою є її застосування без зазначених вище обмежень 1) -6) до опису ф-потоків крізь очевидно не-Гіббсівське тонке пористе середовище (ТПС). Ми будемо припускати, що вона утворена двома взаємо-проникними фрактальними тф-структурами, що складаються з ф-фази (гетерогенної «суміші» газової (g) і рідкої (l) фаз, названих в цілому, інтерфазою) і твердої (s) пористої матриці, названої нижче т-*

фазою. Постійний вплив вологості і відповідне збільшення вмісту води в ТПС, включаючи немінуче явище капілярної конденсації, слід вважати основними факторами, що стимулюють нестационарність  $\phi$ -потоків переносу через її структуру.

**Ключові слова:** тонкі пористі середовища; нестационарна градієнтна модель; процеси переносу в фрактальних флюїдних фазах; не-Гіббсівські гетерогенні структури.

© The Author(s) 2017. This article is an open access publication  
This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)  
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



## 1 Introduction

The functioning of a variety of TPMs (*thin porous media* which share the wide range of thickness  $\delta$  from the textile fabrics and the polymer protecting plates up to the walls of buildings) needs the clear recognition of the relevant transport processes. It is hard task even to enumerate the respective experimental and theoretical works considering the one-dimensional heat-and-mass transfer through the usual PM at the *given stationary gradients* of pressure  $\nabla P \equiv (\partial P / \partial x)_t \approx \Delta P / L$  and temperature  $\nabla T \equiv (\partial T / \partial x)_t \approx \Delta T / L$ . Thus, one admits that a sample of PM in the chosen  $x$ -direction of its fixed thickness  $L$  (it is here compatible with two other linear sizes) has the maintained isothermal-isobaric (hence the *locally-equilibrium*) LE-conditions on its internal  $(T_1, P_1)$  and external  $(T_2, P_2)$  sides-planes. Second Law determines, of course, the direction of a resulting forced heat-mass flow in dependence on the given relationship between  $T_1$  and  $T_2$  as well as between  $P_1$  and  $P_2$ . The so-called “dry” air porosity  $\varepsilon = V_{da} / V_M < 1$  and the certain implied spatial structure of  $s$ -phase (porous matrix  $M$ ) are the determinative factors for any PM at the traditional study of transport processes. The unavoidable moisture content of  $f$ -phase  $\omega = m_f / m_{da}$  is ignorable, as a rule, in such one-phase investigations.

The most serious and unsolved until now problem is the necessity to extend such oversimplified *stationary-gradient model* (SG-) on the description of *nonstationary* processes by the realistic *gradient models* (NSG). It arises if the initial and boundary conditions become  $t$ -dependent. Another manifestation of complexity in this problem is an occurrence of a *local first-order phase transition* (condensation and/or vaporization) in the pores-capillaries induced by their *hydrophobic* (hb-) or *hydrophilic* (hl-) *internal surfaces* and by the possible change of the applied to PM *external* (P,T)-conditions. One may add to these factors the changeable influence of a relative humidity  $\phi$ , % which provides the inflowing moisture air content  $\omega(t)$  in any PM. Therefore, itself notion of “dry” porosity  $\varepsilon$  loses perceptibly its meaning with a gradual increase of  $\omega$  inside of texture. Simultaneously, the respective swelled shape of PM and its mechanic deformation become the essential factors at the description of transport processes.

It was recently shown [1] that all above-mentioned characteristics of a realistic PM can manifest *their*

*cumulative effect* by the rather simple experimental observation, at least, for the particular case of TPMs (see below). The specific feature of latters is the very small actual magnitude of thickness ( $\delta \ll L$ ) which becomes much less than two other linear TPM-sizes. From a formal viewpoint, all described trends of a supposed NSG-model should be pronounced in such actually one-dimensional transport. Indeed, the *thermodynamic forces-gradients* become augmented:  $\nabla P \approx \Delta P / \delta \gg \Delta P / L$  and  $\nabla T \approx \Delta T / \delta \gg \Delta T / L$  in comparison with a usual PM. Moreover, it is naturally to admit the failure for TPM of the non-equilibrium *linear* SG-model of thermodynamics [2,3]. Formally, the gradients of *fields* ( $\nabla P$ ;  $\nabla T$ ;  $\nabla \mu$  – of chemical potential,  $\nabla \varphi$  – of electrostatic potential) through TPM become great while the respective *vector convection* of mass ( $\rho \vec{u}$ ) and/or diffusion flow (of momentum  $\vec{j}_{m\vec{u}}$ , heat  $\vec{j}_Q$ , mass  $\vec{j}_m$  and free charge  $\vec{j}_q$ ) cannot be too great to provide its expected proportionality to the above gradients. Oppositely, linear non-equilibrium SG-model postulates that gradients and flows should be *small* and *linearly-dependent*. The well-established only in the framework of a *bilinear entropy production* [2,3] cross-effects of thermo- and electro-diffusion as well as the thermoelectric phenomena must be the non-linearly interdependent in a TPM and the determinative factors for a common transport flow. In other words, the problem of NSG-model becomes so complex in the case of TPM that its any simplified (and, even, rather approximate) solution seems to be very useful for applications.

Additionally, the appearance in the recent years of a “*smart-texture’s*” (ST-) *concept* applied initially just to the textile fabrics makes the theoretical investigation of TPMs especially actual. The construction for them of an adequate NSG-model confirmed by the relatively scarce and restricted experimental data can lead to the novel insight into ST-problem. The main aim of such investigations is the search for the appropriate controlling parameters and factors.

## 2 Reference ideal-liquid and perturbation ideal-liquid with thermal conductivity regimes proposed for NSG-model of heterophase phenomena in any PM.

We refer now the readers of present work to our previous results reported not only in [1] but also in [4-6] where the foundation of fluctuational thermodynamics model (FT- model) has been in detail represented. The main

idea of latter was the extension of macroscopic non-equilibrium thermodynamics [2, 3] on the spatial *mesoscopic*, *nano*- and, even, *microscopic* (i.e. compatible with the effective sizes of atoms, ions and molecules) *scales*. The implied methodology of such extrapolation maintains the hypothesis of LE-states but formulated, exclusively, in terms of the independent fields  $(T, \mu, \varphi)$  and their *unique* thermodynamic potential  $P(T, \mu, \varphi)$ . The approach involves their conjugated, *strongly fluctuated* in PM densities  $\rho e(\rho s, \rho, \rho e_q)$  determined per unite of volume by the fundamental LE-condition. It is formulated in FT-model [4-6] by means of the standard [2,3] substantial derivatives  $(D/Dt = \partial/\partial t + \vec{u} \cdot \partial/\partial \vec{r})$  for the velocity field  $\vec{u}(\vec{r}, t)$ :

$$\frac{1}{\rho} \frac{DP}{Dt} = s \frac{DT}{Dt} + \frac{D\mu}{Dt} + e_q \frac{D\varphi}{Dt}, \left[ \frac{W}{kg} \right], \quad (1)$$

where  $s = S/m$  is the specific (per unit of mass) entropy and  $e_q = q/m$  is the specific charge ( $e$  denotes below the specific internal energy  $E/m$ ).

To avoid the misunderstandings, let us note that the used also denotation  $D_m$  is related, mainly, to the isothermal-isobaric *mass diffusion coefficient* [m<sup>2</sup>/s] in the Fick's law for the density gradient  $\nabla \rho$  [kg/m<sup>4</sup>]. This "force" as well as the similar, widely usable moisture content gradient  $\nabla \omega$  [1/m] (see Eqs.(2,3)) exist in the interfacial layers finite thickness of the first-order vapor-liquid (v,l) *VLE-equilibrium phase transition*. Hence, both ones correspond to the equality of chemical potential  $\mu_v(P, T) = \mu_l(P, T)$  and themselves *cannot obligatory lead to the thermodynamic irreversibility of such heterophase self-diffusion*. The real cause for latter may be only gradient  $\nabla \mu$  [m/s<sup>2</sup>]. Its dimensionality prompts to many authors the questionable idea at the formulation of LE-hypothesis in terms of the co-called *modified* fluid-pressure:  $P = P_f + \rho_f g \cdot z$  ( $f = v$  or  $l$ ). It is composed by the *omnidirectional scalar*  $(P_f)$  and the strictly vector  $(\rho_f \vec{g} z)$  components (see, for comparison, Eq.(4)). Such combination of *external* gravitation field and molecular-based *internal* field seems to be adequate at the description of a *convection flow* by the known Bernoulli's integral (see below). However, the similar estimate of the *diffusive*, by nature, *velocity field* described by the famous D'Arcy's law for an *irreversible barodiffusion* through PM seems to be oversimplified. One should take into account the quite different influence of gravity on the air flow (where it is negligible) and on the liquid flow (where it is essential).

The accepted form of LE-hypothesis in Eq.(1) emphasizes the determinative scaling meaning of the inhomogeneous mass density  $\rho(x, t)$ . It leads, in particular, to a possibility of the *automodel solution* in terms of the diffusion scaled variable  $\sqrt{D_m} \sim \sqrt{x^2/t}$  for the balance equation of total mass  $m$ . Unfortunately, both

alternative and widespread differential NSG-forms [7-15] of this equation for PMs based on the strongly fluctuating field of a one-dimensional *moisture content*  $\omega(x, t)$  seems to be hardly adequate for TPMs:

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} = \vec{\nabla} \cdot (D_\omega \nabla \omega + D_T \nabla T + D_\varphi \nabla \varphi + D_g \nabla z), \quad (2)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} = \vec{\nabla} \cdot (D\{\omega(x, t)\} \nabla \omega), \left[ \frac{1}{s} \right], \quad [10-15], \quad (3)$$

where the difference between the gradient applied to the *modeling vector velocity* field  $\vec{\nabla} \cdot \vec{u}(x, t)$  (i.e. its divergence) and the gradient applied to the *scalar potential* fields  $\nabla \omega, \nabla T, \nabla \varphi, \nabla z$  is emphasized by arrow placed over the former. The similar distinction has been also used by FT-model for the divergence of the *vector heat flow*  $\vec{\nabla} \cdot \vec{j}_Q$  included in both coupled balance equations for  $E$  (internal energy) and  $S$  (entropy).

In opposite to the vast majority of known solutions performed for Eqs.(2,3), the stringent thermodynamic hierarchy of the *determinative sequence* has been introduced by FT-model for a chosen here set of physical fields  $\{P \rightarrow T \rightarrow \mu, \varphi \rightarrow \vec{g}, \vec{E}, \vec{u} \times \vec{B}\}$ . Tensities of the fundamental gravitation  $\vec{g}$  [m/s<sup>2</sup>] and electromagnetic  $\{\vec{E} = -\nabla \varphi$  [J/C]·m,  $\vec{B}$  [J·s/C]·m<sup>2</sup>}] fields determine the relatively small *external force-field* influence per unit of volume  $f^{ext}/V$  on the moving fluid:

$$\rho \frac{D\vec{u}}{Dt} = -\nabla P + \frac{1}{V} (m \vec{g} + q \vec{E} + q \vec{u}_q \times \vec{B})^{ext} \left[ \frac{N}{m^3} \right]. \quad (4)$$

The further FT-transformation of two main Eulerian regimes for the above hierarchy has the following meaning and value illustrated schematically by the reported below sequence of steps. The first *reference* regime is introduced as an alternative to the widely usable in the phenomenology of heat and mass transfer EOS-models of *ideal gas* and of *its mixtures*. An appearance of time  $t$  [s] in Eq.(1) is the realistic feature at the study of actual non-equilibrium processes in the finite volumes  $V$  [m<sup>3</sup>] of any locally heterogeneous (i.e. *non-Gibbsian*) N-systems [4-6].

### **II-regime of NSG-model for a reference compressible ideal liquid without the thermal conductivity and the viscous damping (induced by the D'Arcy's law)**

#### *Assumptions:*

- 1a)** the common density of external forces in Eq.(4) tends to zero  $f^{ext}/V \rightarrow 0$ .
- 1b)** the adopted approximation of isotropicity in Eq.(4) for the tensor of deformation:  $P_{ij} = -\delta_{ij} P$  ( $\delta_{ij} = 0$  at  $i \neq j$ ) provides the LE-interpretation of  $P$ ;
- 1c)** the implied identification of the resulting *Eulerian* Eq.(4) with the vector equation of motion in the Newton's mechanics  $(D/Dt \Leftrightarrow d/dt)$  for the conservative field of a *potential* pressure-field  $P(x)$  per unit of volume.

### Consequences and results

**1A)** the introduction by FT-model of the dimensionless “thermodynamic time” for PM (and for any other inhomogeneous media) is postulated by the equality including the inverse volume:

$$\begin{aligned} t_V &= V_0 / V; \\ dt_V / t_V &= -dV / V = -(\vec{\nabla} \cdot \vec{u}) dt \end{aligned} \quad (5)$$

Its aim is the adequate account for the *elasticity of medium* by the isothermal or isentropic bulk modulus  $B_{T,s}$  (or by the respective compressibility:

$$\begin{aligned} \chi_{T,s} &= (1/\rho)(\partial\rho/\partial P)_{T,s} \equiv 1/B_{T,s}; \\ \frac{\Delta P}{L^2 \vec{\nabla} \cdot \vec{u}} &= -B_{T,s} \frac{\Delta t}{L^2} \equiv -\frac{\Delta t}{\chi_{T,s} L^2}, \left[ \frac{Pa \cdot s}{m^2} \right], \end{aligned} \quad (6)$$

where the *usual physical time*  $\Delta t = t - t_0$  and the pressure drop through PM  $\Delta P = P - P_0$  are the finite  $\Delta$ -differences which have been used instead of differentials  $d$  for the simplicity and for the further correlation with Eq.(1);

**1B)** Since the relative “thermodynamic time” is now presented as the ratio  $(\Delta\rho/\rho)_{T,s}$  in both characteristics

of elasticity  $B_{T,s}$  and  $\chi_{T,s}$ , further *elimination* of  $(\vec{\nabla} \cdot \vec{u})$ -divergence from the system composed by the Eulerian’s equation of motion and by the continuity equation provides straightforwardly the integrated  $\rho_{T,s}(P)$ -dependences:

$$\begin{aligned} \rho &= \rho_0 \exp(\chi_{T,s} \Delta P_{T,s}) \quad (a) \\ \Delta\rho &= \rho_0 \left[ \exp(\chi_{T,s} \Delta P_{T,s}) - 1 \right] \quad (b) \end{aligned} \quad (7)$$

**1C)** An absence of the viscous damping and the thermal conductivity postulated for the ideal liquid corresponds to the following *isentropic integral of motion* in the Eulerian description  $Z_s^{IL}(t) \approx 0$  (which defines here the negligible *entropy production* [2,3]):

$$\begin{aligned} Z_s^{IL}(t) &\equiv \rho \frac{Ds}{Dt} \equiv \\ &\equiv \rho \left( \frac{\partial s}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla s \right) = 0 \left[ \frac{J}{m^3 K \cdot s} \right]. \end{aligned} \quad (8)$$

**1D)** Its usage in a combination with the LE-hypothesis of Eq.(1) leads immediately to the generalized Bernoulli’s integral:

$$\begin{aligned} \rho \left( \frac{u^2}{2} + \mu + e_q \varphi + sT \right) &= \\ = \rho \left( \frac{u^2}{2} + h \right) &= const, \left[ \frac{J}{m^3} \right], \end{aligned} \quad (9)$$

which is (again formally) identified by FT-model with the total “mechanical” energy (i.e. with the “hamiltonian” of mechanics) for a conservative “potential” enthalpy field  $\rho h(P,s)$  [J/m<sup>3</sup>] per unit of volume:

$$\rho h(P,s) = \rho e(v,s) + P, \left[ \frac{J}{m^3} \right]. \quad (10)$$

**1E)** The IL-regime admits that any arbitrary path of the possible *perturbation* non-equilibrium processes (see below regime ILT) can be adequately expressed in terms of two experimentally controllable *caloric* and *thermal* EOSs:

$$\rho h(P,T) = \rho e(v,T) + P(v,T), \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \Delta h &= C_p(P,T) \Delta_p T \quad (a) \\ \Delta e &= C_v(v,T) \Delta_v T \quad (b) \end{aligned}, \quad (12)$$

where  $C_p$  [J/kg K] and  $C_v$  [J/kg K] are the standard heat capacities. Hence, to construct the thermodynamic description of medium one should also know both *f*- and *s*-types of EOS for any *non-Gibbsian* (i.e. *fractal by its nature*) complex *phase*. It is composed by the fractal solid (*s*) matrix of PM and by the *fractal fluid* (liquid and/or gas) *flows* moving inside of it. FT-model imitates both ones by the molecular-based concept of an *excluded volume* introduced long ago by van der Waals.

Namely the alternative to entropy from Eq.(10) value of temperature in the system of Eqs.(11,12) stands it on the second place (after the pressure) in the above thermodynamic hierarchy of physical fields at the description of real irreversibility. To corroborate such a special role of *T* and of its conjugated variable of entropy *s* for any non-equilibrium process, let us remind that just this pair of isolines was chosen by Carnot to form the well-known *reversible* cycle. It was supposedly realized by the *extremely* (infinitely) *quick* processes at  $s = const$  and by the *extremely* (infinitely) *slow* processes at  $T = const$ . Strictly speaking, a literal recognition of such extremes should lead to the certain inconsistency between the differential forms of First and Second Laws for the *reversible* processes (all realistic processes are occurred, of course, during the finite time intervals):

$$dE = \delta Q - \delta W, \quad \{m, q\} = const, [J] \quad (13)$$

$$\int \frac{\delta Q}{T} = 0 \left[ \frac{J}{K} \right]. \quad (14)$$

Another questionable extreme of Carnot’s ingenious cycle is, of course, the choice of an ideal gas (*ig*) as one-phase working medium. Its density and pressure  $\rho_{ig}(T, P_{ig}) = P_{ig} M / RT$  should simultaneously tend to zero (to be, in fact, negligible) in accordance with the respective *ig*-EOS, while the specific *ig*-internal energy from Eq.(13)  $e_{ig} = (3/2)RT / M$  depends exclusively on the temperature.

To avoid such oversimplifications, the strategy proposed long ago by FT-model [4] seems to be the most appropriate. Indeed, due to its realization one does not omit on the ad hoc basis the divergences of the vector velocity field  $\vec{\nabla} \cdot \vec{u}(x,T)$  in IL-regime and of the directed heat flow  $\vec{\nabla} \cdot \vec{j}_Q(x,T)$  in ILT-regime below induced by a gradient of temperature  $\nabla T$ . Instead of this, it is naturally to

eliminate their finite (i.e. unknown but realistic) values from the explicit sequence of thermodynamically-consistent transformation steps by the following scheme.

**ILT-regime of NSG-model for a compressible ideal liquid with the perturbation contribution of thermal conductivity but without the viscous damping implied by the D'Arcy's law**

**Assumptions:**

**1a)** the system of balance equations for entropy and internal energy leads to the irreversible production of entropy  $Z_s(t)$  which becomes the changeable and  $x,t$ -dependent in comparison with Eq.(8) assumed for IL-regime:

$$Z_s^{ILT}(t) = \rho \frac{Ds}{Dt} = -\frac{1}{T} \vec{\nabla} \cdot \vec{j}_Q(x,t); \quad (15)$$

**1b)** FT-model proposes to eliminate the itself divergence  $\vec{\nabla} \cdot \vec{j}_Q$  from the above system of balance equations instead of an attempt to obtain the implied complex solution for the respective parabolic equation of thermal conductivity:

$$\vec{\nabla} \cdot (\lambda \nabla T) = (\rho C_{P,v}) \frac{\partial T}{\partial t} - T \cdot Z_s^{ILT}(t), \quad (16)$$

where the subscript  $P,v$  for  $C_{P,v}$  is recognizable;

**1c)** the fundamental exact result [4] of such elimination introduces the characteristic relaxation time-scale  $\tau$  [s] for any PM and/or TPM:

$$Z_s^{ILT} = Z_s^{ILT}(t=0) \exp[-2t/\tau], \quad (17)$$

which is the main parameter of ILT-non-stationary changes;

**1d)** the necessary estimate of initial  $Z_s^{ILT}(t=0)$ -value can be obtained by solution of the much more simple elliptic (stationary) variant of parabolic Eq.(16) in which the entropy density  $\rho \cdot s(x)$  and the relaxation parameter  $\tau$  should be preliminarily found:

$$\vec{\nabla} \cdot (\lambda \nabla T) = -(\rho s T)_0 / \tau - T_0 \cdot Z_s^{ILT}(t=0) \quad (18)$$

**Consequences and results**

**1A)** the discussed Poisson's-type Eq.(18) for the T-field may be, of course, supplemented by the similar equations for the  $\mu$ -field and  $\varphi$ -field following from the LE-condition assumed by Eq.(1):

$$\begin{aligned} \vec{\nabla} \cdot (\gamma_m \nabla \mu) &= -\rho_0 / \tau \quad (a) \\ \vec{\nabla} \cdot (\sigma_q \nabla \varphi) &= -(\rho_0 e_q)_0 / \tau \quad (b) \end{aligned}, \quad (19)$$

where coefficient of the mass conductivity  $\gamma_m$  [ $\text{kg}^2/\text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{J}$ ] and the electric conductivity  $\sigma_q$  [ $\text{Cl}^2/\text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{J}$ ] have been introduced. Their subordinated role in relation to the T-field and the use of common  $\tau$ -value correspond to the abovementioned hierarchy of fields:

$$P \rightarrow T \rightarrow \mu, \varphi \rightarrow \vec{g}, \vec{E}, \vec{u}_q \times \vec{B};$$

**1B)** the respective cross-effects leading to the known transport equations of thermal diffusion (Soret effect), thermal-electric diffusion (Peltier effect) and electric diffusion (Nernst effect) may be straightforwardly analyzed

for the respective set of quasi-linear T-dependent SG-coefficients:

$$\begin{aligned} j_m &= -\gamma_m(T) \nabla \mu \quad (a) \\ j_q &= -\sigma_q(T) \nabla \varphi \quad (b) \end{aligned} \quad (20)$$

supplemented by two measurable linear SG-correlations for thermal conductivity (Fourier's law) and barodiffusion (D'Arcy's law):

$$\begin{aligned} j_q &= -\lambda \nabla T \quad (a) \\ j_m &= -\tau \nabla P \quad (b) \end{aligned} \quad (21)$$

**1C)** the rejection from the combined definition of an electrochemical potential ( $\mu + e_q \varphi$ ) in Eq.(1) and the remarkable "flexibility" of adopted by FT-model LE-condition which can be represented in terms of the Gibbs-Duhem's finite differences:

$$\Delta P = \rho s \Delta T + \rho \Delta \mu + \rho e_q \Delta \varphi \quad (22)$$

Leads immediately to the following SG-description of thermal-electric diffusion for any f- and/or s-phase:

$$\left[ \frac{\lambda}{\sigma_q(T)} \right]_{f,s} = \left( \frac{s}{e_q} \right)_0^2 \cdot T. \quad (23)$$

It seems that the well-known Videmann-Frantz's law obtained for the proposed by Zommerfeld explanation of the Lorentz's coefficient  $L_s$ :

$$\left[ \frac{\lambda}{\sigma_q} \right]_s = L_s T = \frac{\pi^2}{3} \left( \frac{k_B}{e_-} \right)^2 \cdot T. \quad (24)$$

can be considered as the limiting discrete form of the more general FT-Eq.(23) derived here for the thermal-electric phenomena;

**1D)** the similar FT-correlation for the electric diffusion has the especially simple form expressed in terms of the specific charge  $e_q = q/m$ :

$$\left[ \frac{\sigma_q(T)}{\gamma_m(T)} \right]_{f,s} = (e_q)_0^2. \quad (25)$$

It is interesting and informative to compare this result with the well-known Nernst-Einstein's law expressed in terms of the particle concentration  $n = N/V$ , elementary electric charge  $q_0$  and the self-diffusion coefficient  $D_m$  from the Fick's law:

$$\left[ \frac{\sigma_q}{D_m} \right]_{f,s} = \frac{n q_0^2}{k_B T} \quad (a)$$

$$j_m = -D_m \nabla \rho \quad (b)$$

Such comparison provides immediately the following explicit T-dependence of  $\gamma_m(T)$ -coefficient from Eqs.(20,25):

$$\gamma_m(T) = \rho_0^2 D_m / (n k_B T) \quad (27)$$

as well as the generalized FT-correlation for electric diffusion:

$$\left[ \frac{\sigma_q(T)}{D_m} \right]_{f,s} = \frac{(e_q \rho)_0^2}{n k_B T}. \quad (28)$$

Its physic sense is obvious: the more is temperature at any density of electric charges, the worse becomes the electric conductivity of a medium;

**1E)** the combined test of the previous **1C)**- and **1D)**-results leads to the following FT-correlations for the *thermal diffusion*:

$$\left[ \frac{\lambda}{\gamma_m(T)} \right]_{f,s} = s_0^2 T \quad (a)$$

$$\left[ \frac{\lambda}{D_m} \right]_{f,s} \frac{(s\rho)_0^2}{n k_B} \quad (b)$$

(29)

For comparison, the formal elimination of  $\sigma_q$  from the Videmann-Frantz's and Nernst-Einstein's laws leads to the much more restrictive description of the thermodiffusion ratio from Eq.(29b):

$$\frac{\lambda_s}{D_{mf}} = \frac{\pi^2}{3} k_B n \quad (30)$$

because it ignores, in fact, the physical reason of thermal conductivity (i.e. transport of heat which is related just to the entropy density  $\rho_s$ ).

The physical adequacy, simplicity and the experimental testability of the reported FT-correlations are the main advantages used in this work to construct the solvable TPM-model in Sects. 3,4. Let us discuss below, for comparison, the conventional theoretical and simulation approaches to the same or similar PM-problems. The interested reader can find the more detailed description in the cited references [7-9, 22-29]. Our aim here is to emphasize the distinctions between the conventional PM-models and the proposed NSG-model without the detailed additional comments. We have changed some denotations of the original references to make the comparison more informative.

There are two main concepts in the discussed problem, which can be termed *one-medium* and *two-medium* approaches. The former adopts the *local thermal equilibrium* for the *volume-average* fields of *f*-velocity  $\langle u_f \rangle$  and both main thermodynamic fields  $\langle T \rangle$ ,  $\langle P \rangle$ . The abovementioned modified *f*-pressure determines the so-called D'Arcy's *f*-velocity  $u_D$  namely by the generalized D'Arcy's law:

$$P = P_f + \rho_f g z \quad (a)$$

$$u_D = \langle \vec{u}_f \rangle = -(K/\eta) \nabla \langle P \rangle \quad (b)$$

(31)

where  $K$  [ $m^2$ ] is permeability and  $\eta$  [ $Pa \cdot s$ ] is viscosity. In accordance with our previous criticism, this approach combined with the further omission of the *f*-velocity divergence ( $\vec{\nabla} \cdot \langle \vec{u}_f \rangle = 0$ ) leads to the unrealistic model of incompressible ( $\rho_0 = const$ ) *f*-flow (see, for comparison, FT-Eqs.(5-7)). This conclusion is also related to the "old" conventional interpretations of the D'Arcy's law termed, respectively, the *drag theory* and the *hydraulic radius* theory. They were described comprehensively by Iberall long ago [30] for usual PMs:

$$j_m = \frac{\rho_0 \Delta V}{A \Delta t} = \frac{K}{\nu} \cdot \frac{\Delta P}{L} \left[ \frac{kg}{m^2 s} \right]. \quad (32)$$

The D'Arcy's correlation (developed for the flow of liquid water through sands) resembles, of course, the Poiseuille's law for the laminar flow of a continuous liquid through the cross-section area  $\pi R^2$  proposed to determine viscosity  $\eta = \rho_0 \nu$  [ $Pa \cdot s$ ] from experiment (see also Eq.(31b)):

$$j_m = \frac{\rho_0 \Delta V}{\pi R^2 \Delta t} = \frac{R^2}{8\nu} \cdot \frac{\Delta P}{L}. \quad (33)$$

The conjectural replacement of the  $(R^2/8)$ -quantity in a medium by the effective quantity termed *permeability* of PM  $K$  [ $m^2$ ] leads, often, to the *confusions at its experimental determination and interpretation* [1]. The additional, rather crude, from our viewpoint, approximations of the supposed *convective* velocity  $u_D$  (termed the D'Arcy's velocity) and the conjectural Reynold's number for PM:

$$u_D = \frac{\Delta V}{A \cdot \varepsilon \cdot \Delta t} \quad (a) \quad Re^{PM} = \frac{d \cdot u_D \cdot \rho_0}{\eta} \quad (b) \quad (34)$$

provide two alternative modeling variants of  $K/\nu$ -ratio from Eq.(32):

$$\rho_0 u_D = \left[ \frac{3d^2}{16\nu(1-\varepsilon)} \cdot \frac{(2 - \ln Re^{PM})}{(4 - \ln Re^{PM})} \right] \cdot \frac{\Delta P}{L}, \quad (35)$$

$$\rho_0 u_D = \left[ \left( \frac{O}{S} \right)^{PM} \frac{r^2}{\nu(1-\varepsilon)^2} \right] \cdot \frac{\Delta P}{L}. \quad (36)$$

The former expression of the *drag theory of permeability* modified by Iberall [30] contains "the *dimension characteristic* of the *medium structure*, for instance, it is (either) the diameter ( $d$ ) of the granule (or) the fiber diameter". In accordance with assumptions of Eq.34 (a,b) this is very complicated and implicit for the input parameters ( $d, \varepsilon, \rho_0, \eta$ ) equation of the stationary modeling D'Arcy's convective flow ( $\rho_0 u_D$ ). Such rather formidable drag model is best applicable at high porosities ( $\varepsilon$  belongs to the range of 0.7 to 0.9). The latter expression of the *hydraulic radius* ( $r$ ) *theory of permeability* developed, mainly, by Kozeny contains the purely adjustable ratio of "an *orientation PM-factor*  $O$  to a *shape PM-factor*  $S$ ". It turns out [30] that the hydraulic radius model is applicable exclusively at low porosities in range  $\varepsilon$  of 0.1 to 0.3.

After such interpretation of the mechanical D'Arcy's flow contribution, the volume-averaged balance energy equation becomes [2-5] a variant of Eq.(16):

$$\left\{ \sum_{i=s,f} (\rho_0 C_P)_i \varepsilon_i \right\} \frac{\partial \langle T \rangle}{\partial t} + (\rho_0 C_P)_f \langle u_f \rangle \cdot \nabla \langle T \rangle - \sum_{i=s,f} \langle \dot{s}_i \rangle =$$

$$= \vec{\nabla} \cdot [(\lambda_e + \lambda_d) \cdot \nabla \langle T \rangle] \left[ \frac{W}{m^3} \right] \quad (37)$$

where two last terms in the left-hand-side provide a combination of the convection contribution (?) for the vector  $\nabla T$ -field with the “volume-averaged heat source term that can be used to describe the cure kinetics (?) of the resin” [24]. The tensors of the effective thermal conductivity  $\lambda_e$  and of the thermal dispersion  $\lambda_d$  introduced *on the ad hoc basis* in the right-hand-side of Eq.(37) make, to our mind, any its solution to be rather arbitrary.

We have not reported here the even more formidable system of two coupled phase-averaged  $f,s$ -energy equations proposed for the *two-medium treatment* of PMs-data [26-29]. It is hardly to discuss the quite complex differential equations in which the vast majority of input parameters either unknown or determinable with the large uncertainties. The concept of two different  $\langle T_f \rangle$  and  $\langle T_s \rangle$ -temperatures itself seems to be rather questionable if the medium approach is realizable. Nevertheless, we will demonstrate below (Section 3) that the *similar discontinuities of the pressure  $\Delta P$  and temperature  $\Delta T$  but observable within the same  $f$ -phase are unavoidable* in the realistic  $f$ -flows through TPM.

This observation returns us to the problem of equilibrium *first-order (I) VLE-phase transition* arising within any realistic PM due to the appearance of moisture content  $\omega$  in its porous texture. We consider, however, the conventional approach [7-9] based on the attempt to model, separately, both  $v$ - and  $l$ -components of the common  $f$ -velocity field  $u_f$  as the purely mechanical methodology (proposed long ago by Clebsh):

$$\begin{aligned} \vec{u}_f &= D_\omega^f \nabla \omega + D_T^f \nabla T = \\ &= \left( D_\omega^v + D_\omega^l \right) \nabla \omega + \left( D_T^v + D_T^l \right) \nabla T \end{aligned} \quad (38)$$

The substitution of such superposition into Eq.(2) leads, simultaneously, to the following modification of the energy balance equation [7-9] in comparison, for example, with the *one medium* description of Eq.(37):

$$\begin{aligned} &(\rho C)^{PM} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} - \\ &-\rho_0 \Delta h_v \left[ \vec{\nabla} \cdot \left( D_\omega^v \nabla \omega + D_T^v \nabla T \right) \right] =, \quad (39) \\ &= \vec{\nabla} \cdot \left( \lambda^{PM} \nabla T \right) \end{aligned}$$

where the latent heat  $\Delta h_v$  [J/kg] (enthalpy of  $v \rightarrow l$  change) is related to the *capillary condensation* and plays, formally, the role of a *heat source term*. Any solution of the coupled Eqs.(2,39) depends completely on the chosen (supposedly experimental) magnitudes of ill-founded coefficients:  $D_\omega^f$ ,  $D_T^f$ , ... and  $\lambda^{PM}$  related to the “dry” porosity  $\varepsilon$  [m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup>] of PM. In total, the described methodology of *I-phase transition* in PMs’ bears the strong resemblance with the known Clebsh’s potential of the *convection velocity fields* [4]. One may introduce them by Eq.(1) without the above complexities:

$$\vec{u}_f = \left[ \nabla \mu + s \nabla T + e_q \nabla \varphi \right] \tau, \quad [\text{m/s}]. \quad (40)$$

### 3 Second law and zero-order (0) VLE-transition in non-Gibbsian $f$ -phases

To go beyond the Carnot’s cycle artificial extremes, FT-model introduces not only the described *reference II*-regime with the zero entropy production  $Z_s^{II}(t) = 0$  of Eq.(8). It uses also the following alternative formulation of Second Law proposed long ago by Joule, Horstmann and others [16]:

$$\frac{\delta Q}{T} = \frac{dP}{dT} \delta V, \quad (41)$$

where  $\delta V$  is a variation of volume. It emphasizes here the discrete nature of description accepted for  $\delta Q$  on the molecular and/or atomic levels. Again let us remind (to avoid the misinterpretation) that the same symbol  $\delta$  is used in the present work for the thickness of TPM and to distinct it from the large thickness  $L$  of usual PM. Due to such distinction, we have postulated the principal anisotropy of one-dimensional transport flows in which the above “thermodynamic time” of Eq.(5) should be replaced for TPM by the one-dimensional ratios:  $t_\delta = \delta_0 / \delta$ ,

$dt_\delta / t_\delta = -d\delta / \delta = -(\vec{\nabla}_x \cdot \vec{u}_x) dt$ . The similar transformation will be used for the *linear compressibility*  $\chi_\delta \Delta P = -\Delta \delta / \delta_0$  and *linear expansivity*  $\alpha_\delta \Delta T = \Delta \delta / \delta_0$  of TPMs. From the viewpoint of FT-model [4-6] both variations in Eq.(41) should be considered as the *quantized* finite values (i.e. the quantities composed by the great but finite number of the microscopic portions of energy  $k_B T$  [J] and volume of particles  $[b \sim d^3]$  [m<sup>3</sup>]).

The presence in the right-hand side of Eq.(41) the only parameters of a thermal EOS ( $P, V, T$ ) supports the above-mentioned concepts of FT-model. *The mechanical theory of heat* assumes in this formulation (without any appeals to the unrealistic extremes) that the *internal energy content and/or the enthalpy content* in Eqs.(10-12) of a body during its state change can be calculated *through nothing more than the  $P, V, T$ -information*. Hence, the heat quantity consumed during any such change is *irrespective of what are the path* (usually, an isoline) and the *thermodynamic cause* (usually, a gradient) for this consumption.

Particularly, Joule corroborated the consequence of Second Law by the experimental adiabatic compression of different liquids [16]:

$$\Delta_s T = \left( \frac{T \alpha_P}{\rho C_P} \right) \Delta_s P, \quad (42)$$

where  $\alpha_P = -(1/\rho)(\partial \rho / \partial T)_P$  contains, again, the “*thermodynamic time*” introduced by FT-model. All processes are here *realizable during the finite physical time-intervals  $\Delta t$* . The main conclusion from the Second Law is that the adiabatic compression of a liquid:  $\Delta_s P > 0$  should always lead either to its heating  $\Delta_s T > 0$  if

$\alpha_p > 0$  or to its cooling  $\Delta_s T < 0$  if  $\alpha_p < 0$  (as it is in water at temperatures below than:  $t = 4$  °C, for example).

The meaning of the generalized Bernoulli's integral from Eq.(9) becomes now recognizable for any PM. It is the derived in the present work thermodynamic extension of its traditional mechanical value [3] (see our comments to Eq.(1)):

$$\rho_0 \left( \frac{u^2}{2} + g z \right) + P = \text{const} \left[ \frac{J}{m^3} \right]. \quad (43)$$

The latter implies: a) the stationary, non-viscous laminar flow of incompressible ( $\rho_0 = \text{const}$ ) liquid (or, even, gas) in the external gravitation field  $\vec{g}$ ; b) the absence of the internal energy and heat content  $h$  (enthalpy) contributions; c) the implied absence of the permeability for the fluid particles in its imaginary walls. One may conclude that the more is a convection contribution in the brackets, the less becomes a molecular momentum flux (pressure) in such rather restrictive and purely mechanical integral of a fluid motion.

The NSG-model rejects in its IL-regime all above assumptions a), b), c) and proposes the much more flexible description of IL-flow through any PM. In this case, the more is a convection non-stationary contribution  $u^2(t)/2$ , the less becomes a heat content  $h(t)$  composed by the interchangeable internal energy  $e(t)$  - and pressure  $P(t)$ -components. However, this interconnection of "kinetic" and "potential" parts of "hamiltonian" in the brackets of Eq.(9) should be additionally controllable by its changeable mass per unit of volume (i.e. by  $\rho(t)$ ). Besides, the dynamical nature of such changes in the LE-state should take into account not only the compressibility of IL-flow by Eq.(7) but also the possibility of internal vapor-liquid ( $v \rightarrow l$  or  $l \rightarrow v$ ) capillary phase transitions occurring in the pores of PM.

It is the remarkable feature of the developed here NSG-model and its interpretation adopted by Eq.(41) that the latter corresponds *congruently* to the differential Clausius-Clapeyron's equation for *any*  $l$ -phase transition:

$$\left( \frac{dP}{dT} \right)_{l \rightarrow v}^I = \frac{\delta Q}{T \delta V} = \frac{\Delta h(T)}{T \Delta v(T)}. \quad (44)$$

Thus, the  $T$ -dependent ratio of discontinuities in the enthalpy (i.e. in the specific *heat content*) and the specific volume (i.e. in the inverse ( $v = 1/\rho$ ) *mass content*) reflects, as a matter of fact, the *thermodynamic irreversibility of a real phase transition* (!). The natural conclusion is that a spontaneous process of *condensation* (including its local capillary form)  $v \rightarrow l$  produces quantitatively the *lower cooling effect*  $|\delta Q/T|$  in comparison with a concomitant process of vaporization consuming the external heat at the same temperature ( $\delta Q/T$ ) from Eq.(44).

The supposed hysteresis of the "latent" heat  $\Delta h$  (i.e. its thermodynamically well-grounded by FT-model *irreversibility* between the *consuming*  $\Delta h_{l \rightarrow v}$  and emitting

$\Delta h_{v \rightarrow l}$  *heat contents*) can be experimentally corroborated for any *non-Gibbsian*  $i$ -phases ( $i$  denotes  $g$  (gas),  $v$  (vapor),  $l$  (liquid),  $s$  (solid) etc.). Their main signs and features are the *finite* volume  $V$  and the *finite* time  $\Delta t$  of observation in which the LE-hypothesis is applied to the heterogeneous two-phase *l-phase transition's*  $i,j$ -state. Both coexistent non-Gibbsian  $i,j$ -phases cannot (separately) be completely homogeneous in contrast to their *idealized infinite* Gibbsian counterparts. The typical example of a realistic heterogeneous  $i,j$ -coexistence for a pure fluid is, of course, the LE-states of a *moist* vapor (i.e. of the *mechanical mixture* formed by the bubbles of  $v$ -phase in  $l$ -phase or by the drops of  $l$ -phase in  $v$ -phase). This type of distribution for a mass content is a typical situation also for PMs.

FT-model [4-6] excludes (as an inaccessible result for the finite-size measurements) the reality of the *strict Gibbsian equalities* between the respective  $i,j$ -fields ( $P_i = P_j$ ,  $\mu_i = \mu_j$ ,  $T_i = T_j$ ,  $\varphi_i = \varphi_j$ ). Thus the same constraint is also realizable for the LE-state between two *actual non-Gibbsian*  $i,j$ -phases. However, FT-model admits the easily verifiable by experiment with the moist air (*ma*) relative stability of such *mixed*  $i,j$ -phase in the saturated density range of a  $0$ -phase transition:  $\Delta \rho = \rho_j - \rho_i$  (see below). This relatively stable *colloid* (as a matter of fact) *heterogeneous formation* has been termed *interphase* (not *interface* (!), i.e. not the *interfacial layer* presumed in the standard van der Waals-Maxwell-Gibbs (WMG) theory of a *unified EOS* and its *equilibrium phase transition* [17,18]). FT-model assumes so the metastable LE-states (they exist during the finite  $\Delta t$ -interval) but rejects completely the unstable states of a *spinodal decomposition*.

This natural admission leads to the novel concept of a congruent *zero-order* ( $0$ ) *phase transition* [17-21]. The standard positive characteristics for  $l$ -phase transitions  $\chi_T > 0$  and  $C_P > 0$  should become sometimes great but still finite ones for  $0$ -phase transitions. The magnitudes of these derivatives correspond to the supposed by FT-model very small disbalances between  $T_{ij}$ -fields  $\Delta T = T_j - T_i$  at the forcedly adopted Gibbsian equality for  $ij$ -pressures  $P_{ij} = P_i = P_j$ . Vice versa, the same is true for the small disbalance:  $\Delta P = P_j - P_i$  at the condition:  $T_{ij} = T_i = T_j$ . Thus Eq.(44) for a *Gibbsian's*  $l$ -phase transition should be, for example, replaced by the following equation for the  $0$ -phase transition:

$$\left( \frac{\Delta P}{\Delta T} \right)^0 = \frac{\rho_i (\Delta h / \Delta T)_{P_i, j}}{\rho_i T_i (\Delta v / \Delta T)_{P_i, j}} = \frac{\rho_i C_P^{ij}}{T_i \alpha_P^{ij}}. \quad (45)$$

Its congruence with the *reference s-path* of Eq.(42) is obvious. Moreover, it is straightforward task [16] to derive the similar equation for the *second-order phase transition* (II) in which the role of given (initial) density  $\rho_i$  becomes pronounced:

$$\left( \frac{\Delta P}{\Delta T} \right)^{II} = \frac{\rho_i \Delta (C_P^{ij} / \rho_i)}{T_i \Delta (\alpha_P^{ij} / \rho_i)}. \quad (46)$$

This variant of FT-model corresponds to the limiting case of an equilibrium state between two  $ij$ -phases occurring at

their compatible densities and enthalpies. The respective conclusion is that the increase of pressure  $(\Delta P)^{II} > 0$  alongside of the path  $(dP/dT)^{II}$  leads to the heating of medium  $(\Delta T)^{II}$  only if the both signs of discontinuities  $\Delta(\alpha_p^{ij}/\rho_i)$  and  $\Delta(C_p^{ij}/\rho_i)$  are the same (+/+ or -/-). This result can be of great importance (Sect. 4) for the development of a flexible predictive NSG-model for TPMs too. In this type of PM the sharp “jumps” (discontinuities) of second thermal  $(\chi_T, \alpha_p)$  and caloric  $(C_v, C_p)$  derivatives in the different pores are *not only possible but unavoidable*.

#### 4 Fluctuational EOS for hydrophobic and hydrophilic TPMs

We have assumed in Sects. 2,3 that the thermal conductivity  $\lambda$  [W/m K] and the relaxation period  $\tau$  [s] in Eqs.(21a,b) for two main measurable thermodynamic forces of medium  $(\nabla T$  and  $\nabla P)$  maintain their constant values while two other transport coefficient of the particle self-diffusion  $\gamma_m(T)$  and the electric charge conductivity  $\sigma_q(T)$  become  $T$ -dependent in the proposed model of NSG. This assumption is in a complete correspondence with the Second and First Laws combined by the so-called thermodynamic EOS for single-phase  $i$ -states and two-phase  $ij$ -states [18] (the subscripts  $\delta\rho$  and  $\delta T$  emphasize the heterogeneous nature of the 0-phase transition):

$$\begin{aligned} P_i &= T_i \left( \frac{\partial P_i}{\partial T} \right)_\rho + \rho_i^2 \left( \frac{\partial e_i}{\partial \rho} \right)_T = \\ &= T_i \left( \frac{\partial s_i}{\partial v} \right)_T - \left( \frac{\partial e_i}{\partial v} \right)_T \end{aligned} \quad (47)$$

$$\begin{aligned} P_{ij} &= T_{ij} \left( \frac{\partial P_{ij}}{\partial T} \right)_{\delta\rho} + \rho_i \rho_j \left( \frac{e_i - e_j}{\rho_i - \rho_j} \right)_{\delta T} = \\ &= T_{ij} \left( \frac{\Delta s_{ij}}{\Delta v_{ij}} \right)_{\delta T} - \left( \frac{\Delta e_{ij}}{\Delta v_{ij}} \right)_{\delta T} \end{aligned} \quad (48)$$

The accepted by FT-model order of priority for fields from Eq.(1) is here confirmed. Moreover, the appearance of both caloric  $\Delta$ -discontinuities for entropy and internal energy in Eq.(48) may become the elucidative factor for explanation of an irreversible 0-phase transition introduced for the non-Gibbsian  $ij$ -phases in Sect. 3. We will omit the superscript 0 and the double subscript  $ij$  below to avoid the overcomplications in denotations. The fluctuation  $i$ -phase interpretation of *thermal pressure*  $(\partial P_i / \partial T)_\rho = \alpha_p^i / \chi_T^i$  (see Eqs. (41,42)) extended here on its  $ij$ -phase counterpart  $(dP/dT)_{\delta\rho} = \alpha_p / \chi_T$  (see Eqs. (44-46)) leads to the unambiguous conclusion. It concerns the so-called *internal (energy) pressure* term  $(\partial e_i / \partial v)_T$  from Eq.(47) and its respective generalization  $(\Delta e / \Delta v)_{\delta T}$  from Eq.(48). Both

ones should be dependent on the *discrete by nature* variables (i.e. the numbers of particles and free electric charges). They have to be determined as the complementary parameters of a thermodynamic medium with the following exceptional role. They should compensate and relax any external irreversible changes of two main thermodynamic contributions arising due to the forces  $\nabla P$  and  $\nabla T$  in accordance with Eqs. (41,42) and/or (44-46). The result of such compensation includes the main characteristic FT-parameter of relaxation  $\tau$  [s]:

$$\begin{aligned} \gamma_m(T) &= \tau \cdot \rho(T, P) \quad (a) \\ \sigma_q(T) &= j_q^2 \tau / \rho_Q(T, P) \quad (b) \end{aligned} \quad (49)$$

where the D’Arcy’s law determines by Eq.(32) the experimental  $\tau$ -values[1] as the ratio of the hardly measurable permeability  $K$  [m<sup>2</sup>] to the purely theoretical kinematic viscosity  $\nu$  [m<sup>2</sup>/s]. Eq.(49) corresponds to the usual Joule’s density of heat  $\rho_Q$  which is supposedly compensated by the thermal conductivity:

$$\sigma_q(T) = j_q^2 \delta^2 / (\lambda \nabla T). \quad (50)$$

The derived relatively simple NSG-correlations may form the reliable basis for the creation of smart textures. Despite the widespread belief on contrary, neither  $\nabla P$  nor  $\nabla T$  can be directly usable as the transport governing variables-forces. Both are dependent on the changeable external conditions of TPM-exploitation. Nevertheless, it follows from our consideration that a combination of two desirable fixed flows of mass and heat  $(j_m, j_Q)$  could be provided through TPM just by the appropriate choice of  $\tau \nabla P$ - and  $\lambda \nabla T$ -magnitudes. They should be co-ordinated with the controllable variable namely of *internal pressure*  $(\partial e_i / \partial v)_T$  or its variant  $(\Delta e / \Delta v)_{\delta T}$ . We intend to demonstrate below that both are determinable by the  $T$ -dependent *cohesive vdW-coefficient*  $a_f(T)$  introduced in FT-EOS. In this case, the obtained explicit correlations for  $\gamma_m(T)$ - and  $\sigma_q(T)$ -parameters in Eqs.(32,49,50) become the important *indicative factors* to control, for example, the given optimal conditions for the comfortable wear of TPM-fabrics.

We have argued in our previous work [1] that the interrelation between the volume densities of *matrix*  $m_M / V_M$ , *moist air*  $m_{ma} / V_{ma}$  and *water content* (liquid)  $m_l / V_l$  is essential to specify the following factor of difference between the *hydrophobic (hb)* and *hydrophilic (hl)* TPMs:

$$\begin{aligned} \rho_V &= \rho_M + (\rho_{ma} - \rho_M) V_{da} / V + \\ &+ (\rho_l - \rho_{ma}) V_l / V \end{aligned} \quad (51)$$

where the additivity of the *dry air (da)* volume  $(V_{da} = V_{ma} + V_l)$  in the total representative volume  $V = V_{da} + V_M$  with the standard “dry” porosity  $\varepsilon = V_{da} / V$  have been assumed. Thus the indicative factor of above difference can be introduced by two inequalities for the a priori unknown liquid volume fraction  $V_l / V_{da}$ :

$$\frac{\rho_M - \rho_{ma}}{\rho_l - \rho_{ma}} > \frac{V_l}{V_{da}} \leq 1 \quad (hb - matrix), \quad (52)$$

$$\frac{\rho_M - \rho_{ma}}{\rho_l - \rho_{ma}} < \frac{V_l}{V_{da}} \leq 1 \quad (hl - matrix). \quad (53)$$

Since both densities of TPM:  $\rho_V$  (at the given level of relative humidity) and  $\rho_V^0 \approx m_M / V$  ( $\rho_{da} \approx 0$ ) (at the zero moisture content  $\omega = 0$ ) are, in principle, measurable quantities, one should, firstly, assume the following experimental estimate:

$$\frac{V_l}{V_{da}} \square \frac{\rho_V - \rho_V^0}{\varepsilon \cdot \rho_l(T)} \approx \omega \text{ [g/kg]}, \quad (54)$$

where  $\rho_l(T)$  is the saturated  $T$ -dependent liquid density of water. This simple assumption leads, however, to the rather interesting and useful for practice observation. The  $hb$ -condition in Eq.(52) can achieve the limit of its applicability with the permanent increase of moisture content  $\omega(t)$ . At this  $t$ -moment the *given hb-texture becomes, formally, the modified hl-texture* in which the liquid fragments may exist inside of some capillary pores. So the study of capillary condensation is necessary for both  $hl$ - and  $hb$ -structures.

The further treatment of the wide set of experimental TPM-data in [1] has completely corroborated the result of such analysis. Indeed, the calculation of standard TPM's-surface density  $\gamma_A$  [g/m<sup>2</sup>] (where the TPM-volume is  $V = A \cdot \delta$ ) has shown the existence of two quite different types of its behavior. It was revealed for the different sets of  $hb$ - and  $hl$ -fabrics, respectively:

$$\gamma_A^{hb} = \gamma_0^{hb} + \rho_V^{hb} \cdot \delta \quad (a) \quad (55)$$

$$\gamma_A^{hl} = -\gamma_0^{hl} + \rho_V^{hl} \cdot \delta \quad (b)$$

instead of the trivial linear  $\delta$ -correlation with the homogeneous TPM's-volume density  $\gamma_A = \rho_V \delta$ . In other words, the very small  $\delta$ -thickness of TPM can become in a combination with the given asymptotic parameter  $\pm \gamma_0$  the determinative factors for its changeable properties and, first of all, permeability in accordance with the proposed in [1] *alternate basis V/b-model of the moist permeable media* (see, in particular, Eq.(50)).

The general  $f$ - and  $T$ -dependent FT-EOS was introduced by one of us (V.B.R.) [17] in the van der Waals (vdW)-like 3-coefficient's form:

$$Z_f^{FT} - 1 = \frac{b_f(T)\rho - c_f(T)}{1 - b_f(T)\rho} - \frac{a_f(T)\rho}{k_B T}, \quad (56)$$

where  $\rho$  [m<sup>-3</sup>] denotes here the concentration of particles  $N/V$  and  $Z_f = P_f / (\rho k_B T)$ . Its further investigation and application to the wide set of problems [5,6,18-21] has corroborated its universality and high level of accuracy. The latter is achievable at the description of any  $i$ -phase and/or  $ij$ -phase states if the coexistence curve (CXC) data of  $I$ -phase transition are known from the reliable experiment  $\{P_s(T), \rho_g(T), \rho_l(T)\}$ . More accurately, such information is necessary and enough to evaluate the  $T$ -

dependent coefficients  $\{a_f, b_f, c_f\}$  of  $f$ -phase without any adjustable parameters. In this work we propose to extend the FT-EOS' methodology (which rejects the vdW-concept of a unified (i.e. common for both coexistent  $f$ -phases) EOS [21]) on the description of  $s$ -phase (i.e. TPM's-matrix) too.

Our arguments can be discussed below for the convenience of reader in the simplified vdW-form with two constant coefficients  $\{a_0, b_0\}$ :

$$Z_f^{vdW} - 1 = \frac{b_0 \rho}{1 - b_0 \rho} - \frac{a_0 (b_0 \rho)}{k_B b_0 T} = \frac{1 - \varepsilon_f}{\varepsilon_f} - \frac{T_B (1 - \varepsilon_f)}{T}, \quad (57)$$

where the characteristic Boyle's ( $B$ ) temperature  $T_B$  of a fluid has been introduced in terms of  $B$ -density  $\rho_B$  and cohesion coefficient  $a_0$ :

$$T_B = a_0 / (k_B b_0) = (a_0 / k_B) \rho_B. \quad (58)$$

This form defines the "dry" porosity  $\varepsilon$  by means of the

ratio of free volume  $(V - N b_0)$ , where  $b_0$  - excluded molecular volume, to the representative total volume  $V$ . It is the  $(1 - b_0 \rho)$ -parameter determined by the specific repulsive interparticle potential of  $f$ -phase.

But in this framework any structural aggregate properties of an excluded volume are omitted. We have used this simple observation to extend its notion on two  $hb$ - and  $hl$ -variants of  $s$ -phase, respectively:

$$Z_s^{hb} - 1 = \frac{b_0^{hb} \rho}{1 - b_0^{hb} \rho} = \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon}, \quad a_0^{hb} = 0, \quad (59)$$

$$Z_s^{hl} - 1 = -\frac{a_0^{hl}}{k_B b_0^{hl}} \cdot \frac{(1 - \varepsilon)}{T}. \quad (60)$$

To the best of our knowledge, such postulated on the base of Eq.(56) PM-definitions are the first attempt to incorporate the *physically plausible molecular-based parameters*  $(a_0, b_0)$  of matrix  $M$  for the description of its interaction with the molecular structure of  $f$ -phase. An absence of cohesion contribution  $a_0^{hb} = 0$  in  $hb$ -textures of Eq.(59) reflects, in particular, their inability to wetting by the moist  $f$ -flow. The remarkable consequence of the proposed approach is a possibility to combine the given properties of  $f$ - and  $s$ -phases by the well-known vdW-concept of *one-fluid approximation*. It is most usable at the description of binary  $f_1, f_2$ -mixtures. We plan to represent the respective foundation of such idea in the next publications for  $f, s$ -type non-Gibbsian phases.

Some results of the discussed FT-methodology seem to be especially informative [31,32] at the application to PMs in the low-temperature range of water (the main component of a moisture air) located between its triple  $T_t = 273.15$  K and normal boiling  $T_b = 373.15$  K points. To illustrate the main *0-phase transitions approximation* ( $Z_l \approx 0$ ,  $Z_g \approx 1$ ) which becomes

appropriate in this range, the tabular CXC-data [33] are represented in Table 1 and Fig. 1. The monotonously changeable but negligible values of  $Z_l(T) \approx 0$  as well as the oscillating deviations of  $Z_g(T) \approx 1$  from the ideal-gas estimate:  $Z_{ig} = Z_B = 1$  lead in accordance with Eq.(57) to the basic well-established vdW-behavior of  $f$ -phase [31]. Two values of free volume in  $l$ -phase  $\pm e_l(T)$  are compared in Fig. 2 with that in  $g$ -phase  $e_g(T)$  to confirm the obvious heterogeneous nature of former. This is a typical macroscopic-interphase:

$$\varepsilon_l = \frac{1}{2} \left( 1 \pm \sqrt{1 - \frac{4T}{T_B}} \right) \quad (a) \quad \varepsilon_g = \frac{T}{T_B} \quad (b). \quad (61)$$

For water the appropriate numerical estimates are [32]  $T_B = 2379$  [K],  $b_0 = 0.01658$  [dm<sup>3</sup>/mol] but the constant vdW-estimate of the cohesion coefficient  $a_0 = 474$  [J dm<sup>3</sup>/mol<sup>2</sup>] seems to be rather crude for our aims. The more appropriate  $T$ -dependent estimate of  $a_0(T)$  can be obtained for the low-temperature variant of FT-EOS (56) at the  $I$ -phase transition constraints:  $b_0 = b_f$ ;  $c_0 = c_f = 0$  and:

$$\begin{aligned} a_0(T) &= a_g(t) = a_l(T) = \\ &= -(e_l - e_g) / (\rho_l - \rho_g). \end{aligned} \quad (62)$$

Its substitution in the universal form of thermodynamic two-phase EOS (48) gives the following system of the coupled  $f$ -porosities:

$$\varepsilon_l = \frac{1}{Z_g A_l - 1} \quad (a) \quad \varepsilon_g = \frac{1}{Z_l A_g + 1} \quad (b). \quad (63)$$

This refined quantity is also represented in Fig. 2.

The cross-impact of  $Z_f$ - and  $A_f = (T / P_s)^f (dP_s / dT)^f$ -parameters is here the very interesting feature of the proposed  $\varepsilon_f$ -estimates. It is coherent, of course, with the concept of 0-phase transition, which implies the *interaction of coexistent  $f$ -phases*. Such FT-correlation expressed in terms of the non-dimensional  $Z_f$ - and  $A_f$ -factors by Eq.(63) cannot be described by the conventional WMG-theory of the  $I$ -phase transition. The latter adopts, at best, the *thermodynamic reversibility* of  $g \rightarrow l$  and  $l \rightarrow g$  VLE-transient phenomena following from the unified EOS'-concept and leading to the common  $f$ -coefficients of the type those from Eq.(62). Hence, the presence of different  $A_l(T)$ - and  $A_g(T)$ -reduced slopes in the derived here Eq.(63) corresponds, namely, to the 0-phase transition from Eq.(45) but not to the  $I$ -phase transition from Eq.(44) (where the equality  $A_s(T) = A_l(T) = A_g(T)$  should be strictly fulfilled).

The fundamental distinction of the congruent CVL-diagram [5,6,18-21] from the traditional VLE-diagram requires the *account for irreversibility* indicated by the difference in the *direct* ( $\Delta_{l,g} e(T), \Delta_{l,g} h(T)$ ) and *reverse* ( $\Delta e_{g,l}(T), \Delta h_{g,l}(T)$ ) two-phase changes described by the caloric EOSs from Eq.(11,12).

**Table 1** – The input CXC-data [33] ( $P_s, Z_b, Z_g$ ) and FT-predicted ( $A_b, A_v, \varepsilon_b, P_{hl}$ )-parameters (see text) for the low-temperature range [ $T_t, T_b$ ] of water.

$T, K$	$P_s, kPa$	$Z_l$	$Z_g$	$A_l$	$A_v$	$\varepsilon_l$	$P_{hl}, Pa$
273.16	0.6112	$4.845 \cdot 10^{-6}$	0.9993	15.40	19.84	0.0695	0.0030
275.15	0.7054	$5.551 \cdot 10^{-6}$	0.9985	14.58	19.66	0.0738	0.0039
280.15	1.0013	$7.739 \cdot 10^{-6}$	0.9989	14.07	19.22	0.0766	0.0077
285.15	1.4016	$1.065 \cdot 10^{-5}$	0.9986	13.80	18.80	0.0782	0.0149
290.15	1.9364	$1.447 \cdot 10^{-5}$	0.9984	13.50	18.39	0.0801	0.0280
295.15	2.643	$1.943 \cdot 10^{-5}$	0.9984	13.25	18.08	0.0818	0.0514
300.15	3.564	$2.580 \cdot 10^{-5}$	0.9979	13.05	17.63	0.0832	0.0919
305.15	4.753	$3.389 \cdot 10^{-5}$	0.9971	12.75	17.25	0.0854	0.1611
310.15	6.274	$4.409 \cdot 10^{-5}$	0.9972	12.47	16.90	0.0875	0.2766
315.15	8.198	$5.681 \cdot 10^{-5}$	0.9962	12.14	16.56	0.0901	0.4657
320.15	10.614	$7.255 \cdot 10^{-5}$	0.9962	11.96	16.23	0.0916	0.7700
325.15	13.612	$9.181 \cdot 10^{-5}$	0.9951	11.76	15.91	0.0934	1.2497
330.15	17.312	$1.153 \cdot 10^{-4}$	0.9941	11.43	15.60	0.0965	1.9957
335.15	21.84	$1.436 \cdot 10^{-4}$	0.9936	11.19	15.30	0.0988	3.1372
340.15	27.33	$1.776 \cdot 10^{-4}$	0.9924	10.95	15.01	0.1014	4.8537
345.15	33.96	$2.181 \cdot 10^{-4}$	0.9916	10.75	14.73	0.1035	7.4075
350.15	41.89	$2.660 \cdot 10^{-4}$	0.9904	10.50	14.46	0.1064	11.1424
355.15	51.33	$3.224 \cdot 10^{-4}$	0.9891	10.29	14.20	0.109	16.549
360.15	62.49	$3.883 \cdot 10^{-4}$	0.9876	10.09	13.94	0.1116	24.267
365.15	75.60	$4.649 \cdot 10^{-4}$	0.9861	9.89	13.69	0.1143	35.149
370.15	90.93	$5.537 \cdot 10^{-4}$	0.9844	9.70	13.46	0.117	50.351
373.15	101.325	$6.134 \cdot 10^{-4}$	0.9835	9.58	13.32	0.1187	62.156
375.15	108.76	$6.559 \cdot 10^{-4}$	0.9829	9.51	13.23	0.1198	71.333

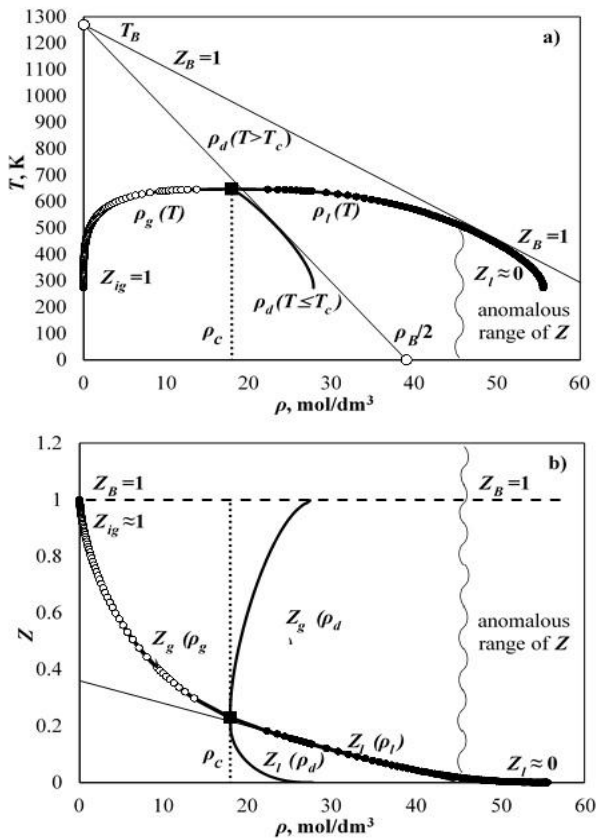


FIG.1(a) – CXC of water [33] as an example of the *strongly curvilinear diameter*. The formal application of Zeno-line's methodology may lead, in principle, to the serious errors at the prediction of critical parameters  $\rho_c(T_c, P_c)$ . 1(b) – The elongate CXC and its curvilinear diameter provide the exact location of critical point although the *rectilinear part of l-branch* shown by thin line is located for H<sub>2</sub>O significantly lower than the actual critical point (black square).

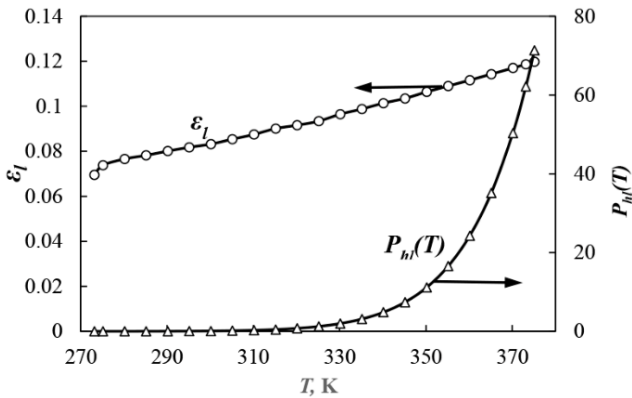


Fig. 2 – Volume fraction of liquid water  $\epsilon_l(T)$  in the total volume of moist air (*ma*) and the drop of intra-capillary pressure  $P_{hl}(T)$  in the hydrophilic (*hl*) PMs.

The important practical consequence of this requirement is the necessity to introduce the certain CVL-corrections, especially, in the standard  $(h, \omega)$ -diagram [33]. It is based on the physically-plausible vdW-interpretation of *l*-phase [34]. Its main parameters are  $(\rho_l, \epsilon_l)$  while  $s_l \rightarrow 0$ . This concept leads to the choice of

zero-point for entropy of *l*-phase  $s_l(T_t = 273.16\text{ K}) = 0$  at the triple point of H<sub>2</sub>O and to the ideal-gas'-estimate of its enormous value in *g*-phase:  $h_{ig}(T_t) = T_t s_{ig}(T_t) + h_l(T_t)$ , where  $h_{ig} \square h_l(T_t) \approx 0$ . Just the rather arbitrary and singular estimate of  $h_{ig}(T_t) / s_l(T_t)$ -ratio at the triple point corresponds to the slope of reference isoenthalpy  $h_{ma} = q$  in the  $(T, \omega)$ -plane at the construction of standard  $(h, \omega)$ -diagram.

We propose to take into account that the experimental value of the *consumed* vaporization heat:

$$\Delta_{l,g} h = h_g(T_b, P_s = 0.101\text{ MPa}) - h_l(T_b, P_s = 0.101\text{ MPa}) \approx 2.26\text{ kJ/kg}$$

is the main measurable parameter at the *adjustable determination* of the above initial value [33] for water:  $h_{ig}(T_t) = 2.5 \cdot 10^3$  [kJ/kg]. FT-model states that the respective *latent heat*  $\Delta_{g,l} h$  of the *reverse condensation process* ( $g \rightarrow l$ ) is always significantly less for the real 0-phase transitions at which, additionally,  $P_l(T) < P_v(T)$ . Hence, the introduction of such correction at the standard construction of  $(h, \omega)$ -diagram may be, in principle, the essential factor of adequacy for the description of any condensation phenomena including capillary one.

In this work we have developed the rather simple and useful estimate of the intra-porous pressure  $P_{hl} \leq P_s(T)$  within *hl*-systems. It is based on the previous results and admits the following combination [18,36] of the well-known correlations introduced long ago [37] by Laplace and Kelvin:

$$P_{hl} / P_s(T) = \exp\{Z_l(T)[1 - P_s(T) / P_{hl}(T)]\}. \quad (64)$$

Its evident advantage is an absence of any hardly measurable for PMs and TPMs parameters of surface tension and fractal geometry of a dividing intra-capillary surface. The *capillary condensation* is formally impossible in *hb*-textures for which  $P_{hb} > P_s(T)$ .

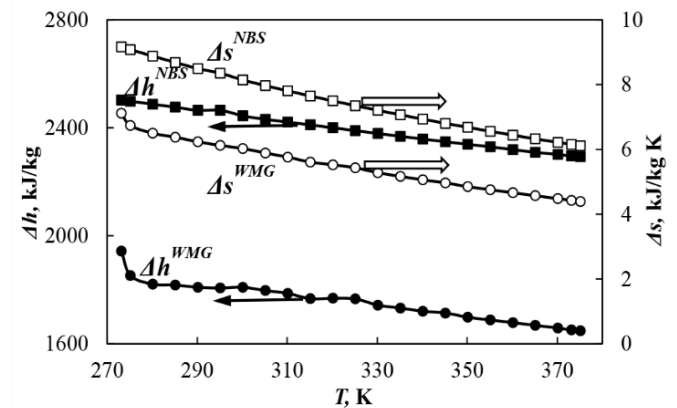


Fig. 3 – FT-calculated caloric functions of discontinuities in the enthalpy and entropy compared with the classical WMG-estimates in PMs.

To solve this transcendent equation we have used its differential form, which immediately leads to the

remarkably simple estimate (shown also in Fig. 2) for the sought-for intra-porous pressure:

$$P_{hl} = P_s(T) \cdot Z_l(T). \quad (65)$$

Hence, the independent  $P_{hl}(T)$ -estimate may be the first step to use the discussed in this work hierarchy of fields and the developed NSG-model in accordance with the derived in Sect. 1-4 resulting equations of a combined mass-heat-charge transport.

## 5 Conclusion

The proposed NSG-model opens the new wide field of the relevant investigations in the non-equilibrium thermodynamics due to the formal absence of an  $x$ -integration and of its usual complexities. We consider that only  $t$ -dependence of indicative parameter are essential at the description of transport processes through TPMs.

## References

- O.V. Rogankov Jr., M.V. Shvets and V.B. Rogankov, Alternate basic  $l/b$ -model of effective porosity created for hydrophilic ( $l$ ) and/or hydrophobic ( $b$ ) moist textile materials, *Fibres and Textiles in Eastern Europe* 2016; 24, 3(117): 51-57. DOI: <http://dx.doi.org/10.5604/12303666.1196612>.
- I. Dyarmati, *Non-equilibrium thermodynamics. Fluid theory and variational principles*, Mir, M., 1974.
- P. Glansdorf and I. Prigogine, *Thermodynamic theory of structure, stability and fluctuations*, Mir, M., 1973.
- V.B. Rogankov and V.K. Fedyanin, Fluctuational theory of media with strong space-time inhomogeneity, *Theor. and Math. Phys.*, v.97, 53-67 (1993).
- V.B. Rogankov and V.I. Levchenko, Global asymmetry of fluids and local singularity in the diameter of the coexistence curve, *Phys. Rev. E* 87, 052141 (2013).
- V.B. Rogankov, Fluctuational-thermodynamic interpretation of small angle X-ray scattering experiments in supercritical fluids, *Fluid Phase Equilibria* 383, 115-125 (2014).
- D.A. de Vries, The theory of heat and moisture transfer in porous media revisited, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, v.7, 1343-1350 (1987).
- K. Vafai, *Handbook of porous media*, Taylor and Francis, NY, USA, 2005.
- S. Larbi, Heat and mass transfer with condensation in capillary porous bodies, *Hindawi Publ. Corpor., The Scientific World Journ.*, v.2014, Art ID 194617, 8.
- ISO 9346: 2007 "Hydrothermal performance of buildings and building materials – Physical quantities for mass transfer.-Vocabulary.
- M. Janz-Lund, Method of measuring the moisture diffusivity at high moisture levels, Division of building materials – Report TVBM-3076-1997. 76 p.
- H.M. Kunzel and K. Kiessi, Calculation of heat and moisture transfer in exposed building components, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 1997, v.40, № 1, pp.159-167.
- M.I. Nizovtsev, S.V. Stankus, A.N. Sterkyagov, V.I. Terekhov, R.A. Khairullin, Determination moisture diffusivity in porous building materials using gamma-method, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 2008, v.51, Issues 17-18, pp.4161-4167.
- N.V. Pavlukevich, Introduction to theory of heat- and mass transfer in porous media – Minsk, Inst. of Heat and Mass Exchange - NANB, 2002, p.140.
- M.I. Nizovtzev, A.N. Sterliagov, V.I. Terehov, Verification of model for calculation of coupled thermal and moisture transfer at the humidity of gas-concrete – *Izv. Vyzov. Building* – 2008, № 1, p. 104, 2008.
- U.B. Rumer and M. Sh. Ryvkin, *Thermodynamics, Statistical Physics and Kinetics*, Nauka, M., 1972.
- V.B. Rogankov and L.Z. Boshkov, Gibbs solution of the van der Waals-Maxwell problem and universality of the liquid-gas coexistence curve, *Phys. Chem. Chem. Phys.* 4, 873-878 (2002).
- V.B. Rogankov, Asymmetry of heterophase fluctuations in nucleation theory, in *Nucleation Theory and Applications* (edited by J.W.P. Schmelzer, G. Röpke and V.B. Priezjev) Chapt. 22, Dubna, JINR, 2011.
- V.B. Rogankov and V.I. Levchenko, Towards the equation of state for neutral ( $C_2H_4$ ), polar ( $H_2O$ ), and ionic ([bmim][Bf<sub>4</sub>], [bmim][Pf<sub>6</sub>], [pmmim][Tf<sub>2</sub>N]) liquids, *Journal of Thermodynamics*, Volume 2014, Article ID 496835, 15 pages, <http://dx.doi.org/10.1155/2014/496835>
- V.B. Rogankov, Scaling Model of Low-Temperature Transport Properties for Molecular and Ionic Liquids, *Journal of Thermodynamics*, Volume 2015, Article ID 208486, 11 pages, <http://dx.doi.org/10.1155/2015/208486>
- O.V. Rogankov Jr. and V.B. Rogankov, Can the Boyle and critical parameters be unambiguously correlated for polar and associating fluids, liquid metals, ionic liquids? *Fluid Phase Equilibria* 2017, 434, 200-210 <http://dx.doi.org/10.1016/j.fluid.2016.11.034>
- C.L. Tucker III and R.B. Dessenberger, Governing equation for flow and heat transfer in stationary fiber beds, in S.G. Advani, ed. *Flow and Rheology in Polymer Composites Manufacturing*, Chapt. 8, N.-Y., Elsevier Sci., 1994, pp. 257-323.
- R.G. Carbonell and S. Whitaker, Dispersion in pulsed systems II. Theoretical developments for passive dispersion in porous media, *Chem. Eng. Sci.* 38, 1795, 1983.
- S.G. Advani and K.-T. Hsiao, Transport phenomena in liquid composites molding processes and their roles in process control and optimization, in K. Vafai ed. *Handbook of porous media* (see [8]) pp. 573-606.
- A. Amiri and K. Vafai, Transient analysis of incompressible flow through a packed bed, *Int. J. Heat and Mass Transfer* 41, 4259, 1998.
- F. Zanotti and R.G. Carbonell, Development of transport equation for multiphase system I-III, *Chem. Eng. Sci.* 39, 263, 1984.
- M. Quintard and S. Whitaker, One and two equation models for transient diffusion processes in two phase systems, *Advan. Heat. Transfer* 23, 269, 1993.
- S. Whitaker, *The method of volume averaging*, Dordrecht, Kluwer, 1999.
- A.V. Kuznetsov, Thermal nonequilibrium forced convection in porous media, in D.B. Ingham and I. Pop, eds. *Transport Phenomena in Porous Media*, Amsterdam; Elsevier, 1998, pp.103-129.
- A.S. Iberall, Permeability of glass wool and other highly porous media, Rep. Bur. Aeronautics Navy Depart., Washington, DC, USA, 398-406.
- V.B. Rogankov, V.I. Levchenko and Y.K. Kornienko, Fluctuational equation of state and hypothetical phase

diagram of super-heated water and two imidazolium-based ionic liquids, *J. of Mol. Phys.*, 02919 (2009), p.1-6.

32. V.B.Rogankov, Disorder parameter, asymmetry and quasibinodal of water at negative pressures, In "Metastable states of simple and complex compounds", edited by S.Rzoscka and V.A.Mazur; NATO Sci Ser S. Publ.2009, pp.21-27.

33. A.Saul and W.Wagner, J. International Equations for the saturated properties of ordinary water substance, *Phys. Chem. Ref. Data*: 16, 893, 1987.

34. W.G.Hoover, G.Stell, E.Goldmark and G.D.Degani, Generalized van der Waals equation of state, *Chem.Phys.* 63, 5434-5438 (1975).

35. J.O.Hirschfelder, C.F.Curtiss and B.B.Bird, *Molecular Theory of Gases and Liquids*, J.Wiley and Sons, N.Y., 1954.

36. V.B.Rogankov, O.G.Byutner, T.A.Bedrova and T.V.Vasiltsova, Local phase diagram of binary mixtures in the near-critical region of solvent, *J.Molec.Liq.*, 127, 53-59 (2006).

---

Received 05 July 2017

Approved 08 September 2017

Available in Internet 30 October 2017

УДК 697.91.94.97

## Шляхи підвищення енергоефективності систем кондиціонування повітря в басейні

*Н. В. Жихарєва, Є. О. Бабой, Р. Е. Талибли, Н. О. Жихарєва*

Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039, Україна

*В роботі розглянуті шляхи підвищення ефективності систем кондиціонування повітря для закритих басейнів цілорічного функціонування, розглянуті деякі технології і елементи, вдосконалення яких безпосередньо підвищує енергоефективність і знижує споживання електроенергії в річному циклі використання систем кондиціонування, в які входять осушувачі повітря. Шляхами підвищення енергоефективності системи кондиціонування повітря басейну є: економічно-доцільна ізоляція, використання рекуператора, застосування байпасування та врахування нестаціонарності теплонадходження. Особливий інтерес представляє зниження добового споживання енергії та оцінка часу підготовки після функціонування в нічному режимі очікування систем забезпечення мікроклімату в приміщенні з басейном. Показані результати розрахунків за розробленою методикою, яка враховує нестаціонарні тепловологістні зовнішні та внутрішні навантаження та вплив чинників обладнання та дані рекомендації.*

**Ключові слова:** кондиціонування повітря; басейн; рекуператор; байпасування; нестаціонарний тепло-масообмін; оптимізація.

© The Author(s) 2017. This article is an open access publication  
This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)  
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



### 1 Вступ

Створення мікроклімату в приміщенні з басейном є одним з найбільш складних завдань при розробці та реалізації системи кондиціонування і вентиляції приватного будинку.

Для зменшення випаровування рухливість повітря біля поверхні води повинна бути мінімальною. Інтенсивність випаровування залежить від площі водойми, температури води, вологості повітря, швидкості повітряного потоку і активності. Мета системи кондиціонування повітря – забезпечення комфортних умов для відвідувачів і запобігання конструкції від передчасного руйнування. Особливо важливо це в холодну пору року, коли металеві конструкції страждають від перезволоження і конденсації вологи.

Зниження споживання енергії та запобігання випаданню конденсату на стінах і вікнах приміщення з басейном за рахунок осушення повітря вентиляцією. У приміщенні з басейном потрібен особливий мікроклімат, що дозволяє людям відчувати себе комфортно. До найважливіших параметрів, що забезпечує комфорт в приміщенні з басейном, відноситься вологість повітря. Оптимальне значення відносної вологості повітря в приміщенні з басейном 60%. Таку відносну вологість можливо забезпечити, застосовуючи спеціальні осушувачі. Для приватного басейну в приміщенні площею дзеркала води 30 м<sup>2</sup> необхідний осушувач, споживана потужність якого 3,2 кВт. Для п'яти людей, що купаються по нормі необхідно подавати не менше 400 м<sup>3</sup>/год свіжого повітря.

Особливістю технології створення мікроклімату в басейні є боротьба з підвищеною вологістю в приміщенні, пов'язаної з випаровуванням води з великих площ вологої поверхні, включаючи власне дзеркало води, обхідні доріжки тощо.

Для зменшення випаровування рухливість повітря біля поверхні води повинна бути мінімальною. Нами розглянуті особливості кондиціонування повітря в басейнах, де забезпечуються комфортні умови для відвідувачів і запобігання конструкції від передчасного руйнування.

### 2 Шляхи зниження споживання енергії систем кондиціонування повітря в басейнах

Нами розглянута можливість зниження споживання енергій вентиляційних агрегатів в басейнах на підігрівання і охолодження припливного повітря, а також показані способи оцінки витрати електричної енергії, споживаної електродвигунами вентиляторів.

Надані основні характеристики і показники вентиляційних агрегатів, які впливають на ефективність роботи усієї вентиляційної системи: механічна міцність, герметичність, вплив «теплових містків», коефіцієнт теплопередачі панелей корпусу, перетікання повітря в секції фільтрації та ін. При правильному проектуванні системи, що підтримує нормований рівень температури і відносної вологості в приміщеннях впродовж року і що забезпечує нормальний хімічний склад повітря (кисень, домішки і так далі), важко знаходити шляхи економії енергії на підготовку повітря. А ось електрична потужність, що витрачається на роботу блоку «двигун-вентилятор»,

може і має бути контрольованою і мінімально можливою [1,2].

Для створення певного потоку повітря необхідна витрата енергії залежить від типу вживаного вентилятора, ККД елементів цієї групи, способу передавання моменту, що крутить, від валу двигуна на вал вентилятора (клино-ремінна передача знижує ККД вентиляційної групи на 4-6%), наявності перетворювача частоти електричного струму, все частіше і частіше вживаного для підвищення ефективності роботи системи вентиляції і кондиціонування. Найважливішим показником оцінки роботи системи вентиляції є показник SFP (англ. Specific Fan Power), що показує відношення споживаної потужності електричними двигунами  $P$  [кВт або Вт] для створення одиничної витрати повітря [ $\text{м}^3/\text{с}$  або  $\text{м}^3/\text{год}$ ] у конкретній системі механічної вентиляції [5]. Показник SFP розраховується як відношення споживаної потужності електродвигуном вентилятора до витрати повітря, перемішуваного в цій системі вентиляції. При цьому, якщо агрегат припливно-витяжний, то враховується споживана потужність двох блоків (припливного  $P_{\text{прит}}$  і витяжного  $P_{\text{вит}}$ ), а ділиться ця сума на одну велику повітропродуктивність  $V_{\text{max}}$  ( $\text{Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{год})$ ) яку, як правило, має припливний блок:

$$SFP = \frac{P_{\text{прит}} + P_{\text{вит}}}{V_{\text{max}}} \quad (1)$$

При заданій витраті повітря і опорі мережі, розрахованої системи вентиляції для системи кондиціонування повітря, номінальна потужність електродвигуна залежить тільки від внутрішнього аеродинамічного опору агрегату (центрального кондиціонера).

При фіксованих функціональних елементах, необхідних для доведення параметрів зовнішнього повітря до необхідних кондицій, цей опір залежить від швидкостей руху повітря усередині машини. У свою чергу, швидкість повітря визначає габарити вентиляційного агрегату.

Шляхи зниження споживання енергії систем кондиціонування повітря це.

- герметизація потоку повітря і виключення присосів навколишнього повітря і витоків обробленого повітря;
- корпус системи кондиціонування має бути добре теплоізований щоб виключити втрати теплової енергії, витраченої на доведення параметрів повітря до потрібних перед його поданням в приміщення;
- використання в припливно-витяжної вентиляції агрегату з рекуперацією тепла;
- врахування нестационарних теплоприпливів.

Вимоги європейських стандартів і норм чітко упорядковують підхід до оцінки параметрів конструкції корпусів агрегатів, визначаючи найбільш важливі їх характеристики. Згідно із стандартом EN 1886 : 2007 «Ventilation for buildings». Air handling units. Mechanical performances» [5] основні характеристики корпусу класифікуються за наступними ознаками: механічної міцності (mechanical strength); герметичності корпусу

(air leakage); перетіканням повітря (байпасування) в обхід фільтру усередині корпусу (filter bypass leakage); коефіцієнту теплопередачі стінок корпусу (thermal transmittance); чиннику впливу «теплових містків» (thermal bridging); міри звукоізоляції (acoustic insulation).

У Європі найбільш висококласними і оснащеними є два дослідницькі центри в Німеччині TUV (Technischer Uberwachungs Verein) – це німецька авторитетна недержавна структура, яка займається питаннями технічного нагляду за продукцією, що випускається.

Стандарт EN 1886 визначає умови, методи і способи проведення випробувань як корпусу вентрагегатів центральних кондиціонерів. Деякі характеристики об'єктів визначаються на моделі досліджуваної установки, а деякі на зразку, тобто на конкретній установці, довільно вибраній вказаними дослідницькими центрами.

Як приклад розглянемо вентиляційно-кондиціонуючі агрегати VTS – Ventus, які випробовувалися в німецькій лабораторії TUV Sud Munich [5]. Усі ці агрегати сертифіковані асоціацією Eurovent і їм присвоєні певні класи. По рівню механічної міцності європейський стандарт пропонує розділяти усі корпуси на три класи: D1, D2 і D3.

Основним критерієм при визначенні класу конкретного вентрагегата є «максимальне відносне відхилення» (maximum relative deflection), що показує відхилення первинної позиції панелі або рами в міліметрах на метр довжини (мм/м) при дії на них певного тиску. Рівень (міра) герметичності корпусу вентустановки, тобто здатність корпусу виключити перетікання повітря або в довкілля, розділений стандартом EN 1886 на класи L1, L2 і L3.

Коефіцієнт байпасу фільтрів  $K$  показує у відсотках частину «нефільтрованої» витрати повітря, тобто ту частину, що обходить фільтри. Як видно, клас вентиляційного агрегату відповідає тому максимальному класу фільтру, який може бути змонтований і ефективно працювати в цій конкретній системі вентиляції. Властивості корпусу, які ізолюють тепло, визначають здатність стінок корпусу зберігати енергію, надану повітрю в процесі його нагрівання, або ж понизити вплив теплоти ззовні до охолодженого повітря.

За стандартом EN 1886 оцінювалися два чинники: коефіцієнт теплопередачі стінок корпусу і вплив «теплових містків». Коефіцієнт теплопередачі корпусу визначається в лабораторіях шляхом випробування реального вентиляційного агрегату, працюючого за стандартними розрахунковими умовами при різниці температур повітря усередині і зовні, рівною  $20\text{ }^\circ\text{C}$ . «Тепловими містками» вважаються частини конструкції вентиляційного агрегату, що мають підвищений коефіцієнт теплопередачі в порівнянні з однорідними стінками корпусу.

У цих зонах корпусу спостерігається підвищене переміщення теплових потоків. Слід пам'ятати про те, що саме в зоні «теплових містків» у вентрагегатах з охолодженням можливе зниження температури зовнішньої поверхні корпусу в порівнянні з

температурою точки роси повітря, що оточує установку і випадання конденсату. Для оцінки величини тепловтрат через «теплові містки» вводиться чинник їх впливу:

$$K_b = \frac{\Delta t_{\min}}{\Delta t_{\text{air}}}, \quad (2)$$

де  $\Delta t_{\min} = t_i - t_{\text{smax}}$  є найменшою різницею температур,  $\Delta t_{\text{air}} = t_i - t_a$  – різниця між температурами повітря усередині і зовні вентилатора,  $t_i$  – середня температура внутрішнього повітря;  $t_{\text{smax}}$  – максимальна температура на зовнішній поверхні;  $t_a$  – середня температура зовнішнього повітря.

Будь-яка частина поверхні корпусу, яка піддається дії зовнішнього повітря, вважається зовнішньою поверхнею. Клас теплових містків відповідає зміні на 3 °C максимальної температури поверхні при різниці температур 20 °C (максимальна погрешність вимірів температури на поверхні  $\pm 0,2$  °C).

Рівень акустичної ізоляції корпусу визначається випробуваннями, які проводяться на моделях установок, що мають розміри відповідно до вимог стандарту EN 1886 [4,5].

### 3 Результати досліджень

В роботі показано, що більшу частину холодного періоду можна сушити повітря в приміщенні з басейном, використовуючи загальнообмінну припливно-витяжну вентиляцію, робота якої обумовлена необхідністю подачі свіжого повітря для дихання людей. Таким чином, в холодний період можна, не включаючи спеціальний осушувальний агрегат, забезпечувати необхідну відносну вологість 60% за рахунок роботи припливно-витяжної вентиляції. Для кліматичних умов м. Одеси осушку вентиляцією можна виробляти до зовнішньої температури 19-22 °C. При більш високих температурах зовнішнього повітря надходження вологи з припливним повітрям починає превалювати над кількістю вологи повітря, що видаляється витяжною вентиляцією. Це додаткова кількість вологи разом з вологою, що випаровується з дзеркала басейну, в цей період має віддалятися спеціальним компресорно-конденсаційним осушувачем.

Проведений аналіз інтенсивності випаровування в басейні за допомогою програми, де враховується  $W_{\text{isp}}/W_{\text{udp}}$ , де  $W_{\text{isp}}$  кількість води, що випаровується з поверхні води басейну як функція відносної вологості повітря в приміщенні з басейном,  $W_{\text{udp}}$  – кількість вологи, що видаляється припливно-витяжною вентиляцією, як функція відносної вологості в приміщенні.

З графіку, наведеному на рисунку 1, видно що квазістаціонарна рівність настає коли відносна вологість відповідатиме у перехідний період  $\varphi = 60\%$ , у холодний  $\varphi = 49\%$ . У теплий період, як показано на рисунку 3,  $\varphi > 60\%$ ,  $t_{\text{зов}} = 36^\circ\text{C}$  необхідно використовувати осушувач повітря коли температура у приміщенні з басейном перевищить 30 °C. У цей період

кількість вологи, яка вноситься витяжною вентиляцією буде дорівнювати кількості вологи, яка поступає в приміщення з повітрям з припливної вентиляції. Виходячи з отриманого значення відносної вологості, яке необхідно підтримувати для квазістаціонарної рівноваги, що встановилася, можна точно визначити кількість повітря, яке необхідно подавати і видаляти з приміщення. Далі можна підібрати оптимальне устаткування для осушення повітря в приміщенні басейну.

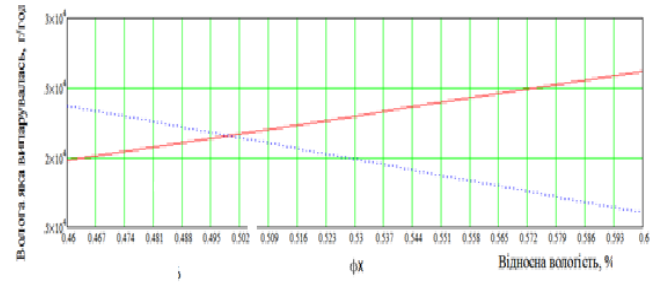


Рисунок 1 – Інтенсивність випаровування вологи у перехідний період.

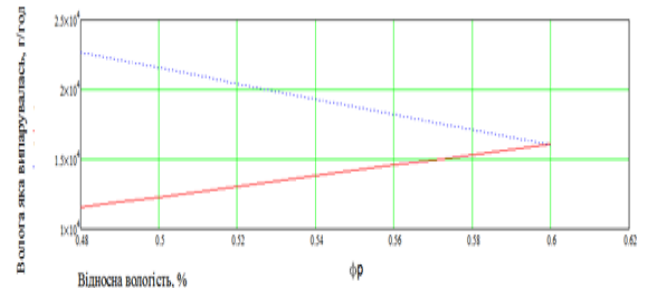


Рисунок 2 – Інтенсивність випаровування вологи у холодний період року

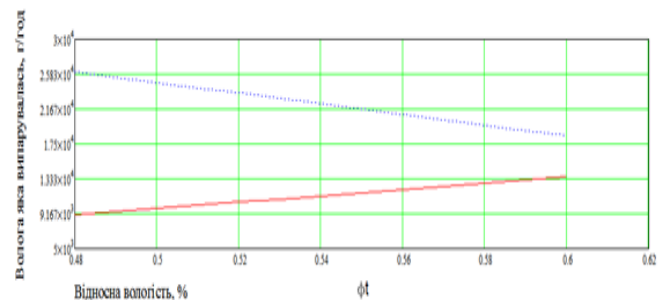


Рисунок 3 – Інтенсивність випаровування вологи у теплий період року

Особливий інтерес представляє зниження добового споживання енергії та оцінка часу підготовки після функціонування в нічному режимі очікування систем забезпечення мікроклімату в приміщенні з басейном [1, 3]. Після закінчення використання басейну можна закрити дзеркало води спеціальною плівкою і допустити збільшення відносної вологості в приміщенні до 65-70%. Це можна зробити в ручному режимі або при використанні програм і регульованого контролера. Додаткова автоматика, включаючи датчики присутності людей, окупається протягом 2-3 років за рахунок економії енергії в черговому режимі, коли

басейн затягується плівкою, вимикається спеціальний осушувач і зменшується або припиняється вентиляція зовнішнім повітрям. Так наприклад, добова економія електроенергії для умов м. Одеси при встановленій в черговому режимі припливно-витяжної вентиляції (тривалість чергового режиму 10 годин) і зовнішній температурі  $t_{н} = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$  залишить за 10 годин більше 80 кВт. Нагрівач споживає 7,9 кВт і вентилятори 0,3 кВт. Якщо вентиляція поєднана з системою повітряного опалення, то опалення вимикати не можна, може утворитися конденсат на огорожах (стінах і вікнах).

## Висновок

Враховуючи шляхи підвищення ефективності систем кондиціонування повітря для критичних басейнів показано, що економію енерговитрат можна отримати, використовуючи в припливно-витяжної вентиляції агрегат з рекуперацією тепла та з застосуванням байпасу [2, 4, 5]. Застосування такої системи дозволить при температурі зовнішнього повітря і умовах м. Одеси економити понад 4 кВт потужності калорифера. Необхідно відзначити, що при підвищенні зовнішньої температури кількість тепла, передане приточування в рекуператорі, буде падати, але при цьому зменшиться і потрібна потужність нагрівача. При температурах зовнішнього повітря вище  $28\text{ }^{\circ}\text{C}$  з'явиться необхідність охолоджувати припливне повітря, проте рекуператор буде зменшувати необхідну холодопродуктивність кондиціонера осушувача. Зрозуміло, що при температурах зовнішнього повітря вище  $28\text{ }^{\circ}\text{C}$  теплова потужність, що відводиться від припливного повітря, буде істотно нижче, ніж теплова потужність, що передається йому в зимовий час через набагато більш високу різницю температур між внутрішнім і зовнішнім повітрям. Однак зменшення необхідної холодопродуктивності кондиціонера в окремих випадках може дозволити використовувати кондиціонер меншого типомінала, ніж кондиціонер без рекуператора. Різниця в ціні таких кондиціонерів може скласти

істотну частину вартості і таким чином знизити термін його окупності на 1-2 роки.

Показано, що використання повітряних систем опалення для обігріву басейну та суміжних приміщень термін окупності рекуператора зазвичай не перевищує 3-4х років.

Встановлено також, що має ефект зниження добового споживання енергії та оцінка часу підготовки після функціонування в нічному режимі очікування систем забезпечення мікроклімату в приміщенні з басейном.

Проведений аналіз шляхів підвищення ефективності систем кондиціонування повітря дозволяє проводити зіставлення альтернативних варіантів систем кондиціонування повітря при їх оптимізації.

## Литература

1. **Перепека В.И., Жихарева Н.В.** Расчеты систем кондиционирования и вентиляции. Одесса: «ТЭС», 2014. – 340 с.
2. **Антонов П.П.** Методика расчета и проектирования систем обеспечения микроклимата в помещениях плавательных бассейнов.– М.: ООО «СИ- ТЭС-Кондиционер», 2005.– 21 с.
3. **Жихарсва Н.В.** Методика розрахунку систем кондиціонування повітря басейнів // Холодильна техніка і технологія, 2015.– № 51(4).– С. 12-16.
4. **Kogut, V.E., Butovskyi, I. D., Zhikhareva N.V., Khmelniuk M.G.** Anticipated costeffective effect from application of the ejector heat exchanger for condensation of light fraction hydrocarbon on the petroleum storage depot. *Refrigeration Engineering and Technology*, 2016, No. 52 (3). – P. 25-28.
5. **Жихарсва Н.В. Хмельнюк М.Г.** Математичне моделювання нестационарного теплообміну приміщень / Н.В. Жихарева, М.Г. Хмельнюк // Холодильна техніка та технологія, 2016. –Том. 52, № 6. – С. 71-77.

Отримана в редакції 12.07.2017, прийнята до друку 08.09.2017

## Ways to improve the energy efficiency of air-conditioning systems of swimming pools

*N. V. Zhykhareva, E. O. Baboy, R. E. Talybly, N. O. Zhykhareva*

Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatnaia str., Odessa, 65039, Ukraine

*The paper considers the ways to improve the efficiency of air-conditioning systems for year-round functioning indoor pools, as well as some technologies and elements, the improvement of which directly increases energy efficiency and reduces electricity consumption in the annual cycle of air conditioning systems with dehumidifiers utilization. The ways of improvement of the pool air conditioning system energy efficiency are: economical and integral isolation, recuperator use, the use of bypassing and heat transfer unsteadiness consideration. Particular interest is the reduction of daily energy consumption and the assessment of the preparation time of after night-time operation of the microclimate maintenance systems in the room with the pool. Based on the developed method which takes into consideration the unsteady heat flows and the influence of equipment factors the results of calculations are shown and some recommendations are given.*

**Key words:** air conditioning, swimming pool, recuperator, bypass, non-stationary heat and mass transfer, optimization.

## References

1. **Perepeka V.I., Zhykhareva N.V.** (2014) *The calculations of air conditioning and ventilation*. Odessa «TEC», 340 p.
2. **Antonov P.P.** (2005) *Metodika calculation and design systems to ensure indoor climate swimming pools*. Moscow, ООО «CI-TES-Conditioner», 21 p.
3. **Zhykhareva N.V.** (2016) Swimming pools air-conditioning systems calculation methods. *Refrigeration Engineering and Technology*, 51(4), 12-16. DOI: 10.15673/0453-8307.4/2015.39284
4. **Kogut, V.E., Butovskyi, I. D., Zhykhareva N.V., Khmelniuk M.G.** (2016) Anticipated cost effective effect from application of the ejector heat exchanger for condensation of light fraction hydrocarbon on the petroleum storage depot. *Refrigeration Engineering and Technology*, 52 (3), 25-28. DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/ret.v52i3.119>
5. **Zhykhareva N.V., Khmelniuk M.G.** (2016) Mathematical modeling of building unsteady heat transfer. *Refrigeration Engineering and Technology*, 52 (6), 75–79. DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/ret.v52i6.479>

---

Received 12 July 2017  
Approved 08 September 2017  
Available in Internet 30 October 2017

УДК 664.723:697.9

## Cooling System for Primary Low Temperature Processing and Storage of Grains of Small Frachioned

S. Petushenko

Odessa Technical College of Odessa National Academy of Food Technologies,  
54 Balkivska st., Odessa, 65006, Ukraine  
E-mail: sergeinp1965@gmail.com

*The analysis of different aspects of grain refrigeration on elevators of Ukraine, Commonwealth of Independent States and in the world is carried out. The advantage of the refrigeration method is shown concerning the quality and of energy conservation. A comparative analysis of various types of refrigeration machines operating on ozone-friendly refrigerants has been carried out. It is shown that it is more profitable to use heat that is worked out from refrigerating machines.*

**Key words:** Refrigeration Systems, Systems of Primary Refrigeration, Storage of Small Fractioned Cultures, Heat Exchange of a Fixed Layer.

© The Author(s) 2017. This article is an open access publication  
This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)  
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



### 1 Introduction

The solution of the problems of the country's food security in the parameters set by the Law of Ukraine "On Food Security of Ukraine" and the stabilization of food prices are primarily related to the development of its own high-tech and competitive agro-industrial production.

The most important problems of the agro-industrial complex were and still are insufficient depth of processing of agricultural raw materials and high losses during the storage. To solve these problems, it is necessary to develop the food and processing industry, the material and technical base storage, and also, the creation of modern storage facilities for primary products of conditions for the modernization of food and processing industry enterprises through technical re-equipment based on innovative resource-saving technologies [1].

Agriculture is a branch of the economy aimed at providing the population with food and obtaining raw materials for a number of industrial areas. It is one of the most important sectors for the population, as well as the functioning of the state. Cereal crops are the predominant branch of agriculture.

Grain is one of the most important human basic foodstuffs, for cultivation and collection of which extensive resources are attracted. Post-harvest processing and storage is a key link in the production of grain. According to the UN Food and Agriculture Organization, in the world about 20% of the collected grain is spoiled annually [2]. The main task of grain storage is to save grain without losses in mass or with minimal losses. Losses caused by a decrease in the quality of stored grain lead to quantitative losses.

The increase in grain dry capacity in recent years has been mainly in the way of increasing the capacity of individual devices to ensure harvesting in a short time. The introduction of the commodity classification of grain products also determined the

need to improve the technology of post-harvest processing of grain products, including for various in terms of volume and quality of grain lots.

Existing high-temperature grain dryers do not yet have a flexible technological scheme that allows drying under optimal conditions, depending on the initial humidity and grain quality, require additional solutions for cooling grain after drying and for temporary storage, including using artificially refrigerated coolants.

In the process of drying, a significant amount of scarce light oil products is consumed, and existing combustion devices, especially those equipped with heat exchangers, have a low coefficient of efficiency.

Existing active ventilation systems have low specific air supply, significant metal consumption and insufficient reliability, in most cases the drying and active ventilation process are considered separately and do not complement each other. The lack of necessary research does not allow the use of grain refrigeration technology, high-temperature drying and active ventilation for the processing of grain products, which is especially important for preserving the quality of grain, especially small seeds.

As shown by many years of experience in the technology of primary processing of freshly harvested grain, one of the most urgent tasks is its cooling to temperatures that ensure safe storage. Numerous physiological, biochemical and technological studies have established that a decrease in the grain temperature below 8 ... 10 °C sharply reduces the intensity of physiological and biochemical processes, contributes to maintaining the initial quality of the grain, and increases the shelf life of the grain both during long-term grain storage and during its temporary storage to possible additional treatment in the dryer [3]. Thus, the problem of developing primary refrigeration systems for small seeds is actual.

## 2 Analysis of existing refrigeration systems for primary processing and storage of grain. Formulation of the problem

When choosing the method of primary grain processing with cold at a temperature of 8 ... 10 °C, technologists take in view of quality factors, minimizing losses, saving financial costs, labor and energy resources, environmental issues [3-9]. Improving the quality of stored grain at low temperatures is associated with the elimination of favorable conditions for the development of mold fungi [3-6] and, respectively, the exclusion of chemical grain processing [6]. Minimization of grain losses during low-temperature storage is determined by the decrease in the vital activity of insects at temperatures below 13 °C - insects fall into hibernation and do not harm the stored grain [4-6].

Saving financial costs, labor and energy resources for low-temperature storage of grain is due to the fact that:

a) cooling complexes can be placed directly at harvest sites and excluded

grain losses during re-stocking (reach 0.03% of the total [7, 8] and save on technological transport facilities [8];

b) grain and seeds of oil crops with high humidity are stored at a temperature of 8 ... 10 °C without deterioration of quality over a long period of time (Table 1), and this makes it possible to alleviate the problem drying during the harvest period [3].

Table 1 – Duration of grain storage, depending on the initial humidity and storage temperature [9]

Initial humidity, %	Seed grain		Food grain		Fodder grain	
	The storage temperature, °C	Duration of storage	The storage temperature, °C	Duration of storage	The storage temperature, °C	Duration of storage
12...15	9..12	is not limited	10...12	is not limited	10..12	is not limited
15...16,5	8..10	1...1,5 years	9...10	is not limited	9...10	is not limited
16,5...18	5...7	4...6 months	8...10	5...10 months	8...10	6..13 months
18...20	5	2...3 months	8...10	2...7 months	9...10	3...9 months
20...22	5	3...4 weeks	6...8	4...16 weeks	6...8	5..20 weeks

The ecological positive aspect of the low-temperature storage method is related to the fact that technological process excludes high-temperature drying with a mixture of flue gases and air and accordingly, the possibility of contamination with carcinogenic substances, for example, benzopyrene, is eliminated. The cooled grain does not contain hydrocarbons, soot, sulfur and nitrogen oxides, heavy metals, nitrites and nitrates [3] and does not require additional cleaning costs.

Technologies of artificial cold application are used in many countries of the world - in the USA, Germany, Japan, Australia, Brazil [3]. So, for example, Germany widely uses technology of low-temperature grain processing - annually it is cooled up to 70 million tons of grain [9].

To serve the vast majority of consumers in the world, the transnational corporation "GRANIFRIGOR" produces mobile refrigeration units based on vapor compression refrigeration units. Mobile refrigeration units periodically cool the silos by blowing a column of grain with chilled air. In the mid-1990s, mobile (on a mobile platform) THU-50-2-0 refrigeration unit (cooling capacity 37,000 kcal / h) was

introduced in Trostyanets Grain Receiving Enterprise in Ukraine to cool the grain in a typical 3200-tonne warehouse with air [3].

Known experience in the use of stationary cooling plants in the Russian Federation [3,6] for storage of rice, which has not received further distribution.

It should be noted that among all types of cereal products of particular interest for low-temperature drying is a variety of fine grains (rapeseed, flax, millet, mustard, amaranth, etc.). Due to their insignificant characteristic linear dimension, they are most susceptible to damage during drying by heating [3]. For this type of grain, there is no standard cooling equipment, since heat transfer processes and hydraulic regimes when blowing a fixed layer of small-seed grain with cooled air in currently not studied.

## 3 Purpose and objectives of the study

The purpose of this study is to assess the prospects for using different types of refrigeration machines for low-temperature grain storage and the development of such systems for fine grain.

To achieve this goal it is necessary to accomplish the following tasks:

- to evaluate the prospects of using different types of refrigeration machines for low-temperature processing of small seeds;

- carry out experimental studies of heat transfer processes in a low-temperature processing of small seeds;

- to develop perspective schemes of cooling systems for primary low-temperature processing

A preliminary analysis showed [3] that the prospects for use in mobile cooling systems

Grain can have a vapor compression refrigeration machine (VCRM) and a gas refrigerating machine (GRM).

The advantages of GRM include the absence of problems with the working air body, they are easy to operate and do not have anthropogenic impact on the ecosystem of the planet.

The drawbacks of GRM include high weight and size parameters and low energy efficiency [10].

The use of VCRM in grain cooling systems is currently associated with the transition to ozone-friendly refrigerants.

At present, a whole range of substitutes for traditional refrigerant VCRM – R12 is offered, including

including natural ones, for example ammonia [11, 16].

To determine the prospects for using traditional and new refrigerants, a thermodynamic analysis of the VCRM cycles was carried out.

The calculation of the VCRM cycle was carried out for the following conditions [12]. The boiling point of the refrigerants is taken into account taking into account the optimal level of grain storage temperatures (5 °C and 10 °C), the driving temperature head between the grain and the cooled air (10 °C) and the temperature drop in a typical air cooler (10 °C), i.e., - minus 15 °C and minus 10 °C. The condensation temperature of the refrigerants (40 °C) is taken into account when VCRM is operated at an ambient temperature of 32 °C and the temperature difference in a typical air condenser (8 ... 10 °C). The temperature differ-

ence in the regenerative heat exchanger (RHE) is assumed to be 20 °C. In VCRM with R717, as a refrigerant, RHE is traditionally absent. The results of calculating the energy characteristics of such VCRM cycles are given in Table. 2.

Analysis of the results presented in Table. 2, shows that the greatest prospects in mobile systems of grain cooling has a natural refrigerant - ammonia, which is also excellent ecological characteristics.

Table 2 – The calculated values of the energy characteristics of VCRM cycles at different boiling points

Number refrigerant	$q_0$	$l$	COP	$\eta$
R22	168 (170)	44 (38)	3,82 (4,47)	81,4 (85,0)
R134	152 (154)	41 (39)	3,71 (3,95)	79,1 (75,1)
R404A	115 (118)	39 (34)	2,94 (3,47)	62,9 (66,0)
R407C	160 (162)	49 (43)	3,27 (3,77)	69,6 (71,6)
R410A	167 (172)	55 (55)	3,04 (3,13)	64,7 (59,5)
R507A	112 (116)	40 (39)	2,80 (2,94)	59,7 (56,5)
R717	1047 (1053)	278 (242)	3,77 (4,35)	80,3 (82,7)

Note: 1 - the characteristics for the boiling point of the refrigerant is minus 10 °C; 2 – Summary values:  $q_0$  - specific cooling capacity, kJ / kg;  $l$  - is the specific work of compression, kJ / kg;  $\eta$  - is the degree of thermodynamic perfection, %

Despite the widespread use of VCRM at present [9], it is possible to speak about certain perspectives of absorbing refrigeration machines (ARM) and steam-jet refrigeration machines (SJRM) type in stationary grain cooling systems [10]. ARM and SJRM use, as a rule, heat of low temperature potential, for example, heat of exhaust gases of internal combustion engines, waste heat of gas turbine units and boilers. Electric energy in ARM and SJRM is used only for driving pumps and in automation systems, and in ARM in the total energy supply, the share of electricity is from 0.5% (bromide-lithium units [13]) to 2.3% (water-ammonia [13]), in the SJRM ~0.6% [14]. Brine-bridging lithium ARM provides cooling of objects to 6 ... 12 °C with a thermal coefficient of 0.64 ... 0.69 [13].

The thermal coefficient of serial SJRM in the range of cooling temperatures 4 ... 8 °C is 0.06 ... 0.13 with a cooling capacity of 350 ... 1150 kW [13].

Let's compare VCRM with compressor P220 and ammonia as a refrigerant.

Calculations show that the refrigerating coefficient of such VCRM at a boiling point of 5 °C and the condensation temperature of 30 °C is 7.5, and the cooling capacity is 650 kW [16]. In this case, the cost of electricity to produce 1 kilowatt of artificial cold is 0,13 kW; in bromistolite ARM - 0.008 kW, water-ammonia ARM - 0.04 kW; SJRM - 0.1 kW.

These results lead to the conclusion that in the presence of waste energy resources, operating costs for all types of heat-utilizing refrigerating machines (ARM and SJRM) are lower than for VCRM.

#### 4 Experimental studies of low-temperature treatment of small-seed cultures

To solve these problems, studies were carried out on a specially manufactured laboratory unit. The object of research was selected grain of rape [1].

A schematic diagram of the experimental setup is shown in Fig. 1.

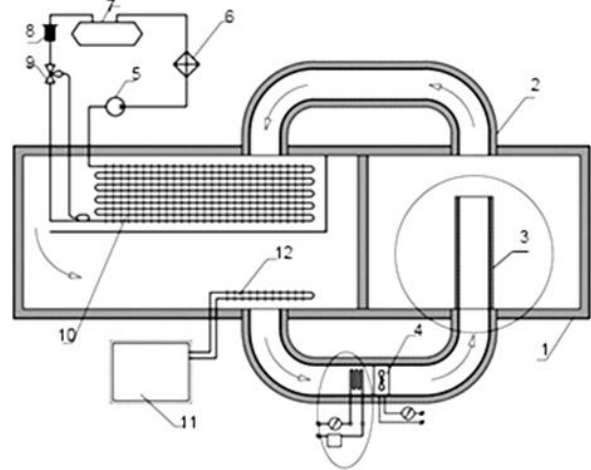


Fig. 1. The scheme of the stand for the study of modes low-temperature grain treatment of small-seed cultures: 1 - the refrigerating chamber; 2 - air ducts; 3 - experimental cell; 4 - the fan; 5 - the compressor; 6 - air condenser; 7 - receiver; 8 - filter drier; 9 - thermostatic expansion valve; 10 - evaporator; 11 - additional refrigerating unit; 12 - evaporator.

The installation consists of a rectangular insulated ( $\delta = 30$  mm) body 1 (1900 × 500 mm) with a height of 570 mm, divided into two compartments by a partition. The air ducts 2 connecting the two compartments are made of plastic pipes in the form of a pipe-in-pipe construction, between tubes space is filled with polyurethane foam. In one compartment heat treatment of air takes place before feeding to the grain cooling. In the other compartment there is experimental cell 3, which is a cylindrical hopper with a height of 370 mm, the inner diameter of which is 104 mm, insulated from the outside. A small metal mesh in the form of a sieve is fixed in the lower part, and the upper one is open. To visualize the level of the processed small-seed grain in the bunker, transparent window in height with a measuring scale. In the lower duct there is an injection fan 4 rotation speed, which is regulated by LATR. Also an electric heater is installed, which allows to heat the air of the grain that is going to heat treatment. An air-to-air unit is used for air cooling, which consists of a sealed compressor 5 with a suction valve, a ribbed tube air condenser 6 with a diffuser, a receiver 7 with a shut-off liquid valve, a filter dryer 8, a fan with an electric motor, and pipelines connecting the compressor, condenser, receiver and filter-drier, mounted on a steel stamped plate. The complete set of the unit includes a shield of electrical equipment consisting of an au-

omatic fuse and a magnetic starter. For automatic control of the compressor is used thermostatic valve 9, pressure switch, for visual monitoring of compressor operation - pressure gauge and a vacuum gauge. A finned coil battery 10 is used as the cooling device.

In order to more accurately maintain the air temperature that is fed to the grain processing, an additional refrigerating unit 11 (with a cooling capacity of 150 W) was installed, which includes a hermetic piston compressor, a ribbed coil air condenser, and a filter drier. The evaporator is a finned double-row coil battery 12.

The method of experimental research was as follows. A chiller was switched on and the unit went out to a predetermined temperature and humidity regime. Pre-prepared rape seed, moistened and heated in a thermostat, was placed in an experimental cell. The height of the backfill was determined by a measuring scale on a transparent window of 100 mm, 200 mm and 275 mm, respectively. At first, the mass of the cell itself was weighed on the laboratory electronic scales, and then together with the grain. The grain temperature was determined by means of resistance thermometers with a digital output to the electronic unit.

The cell was installed in the chamber, and the design of the cell-duct connection provided hermetic quick-detachable connection, which does not allow lateral leakage of air during the purging of the grain.

The velocity and air flow were measured at the outlet of the experimental cell. To determine the speed and air flow, a micromanometer and a Pitot differential tube were used. Time tracked by stopwatch. Every 60 s the cell was removed and weighed on electronic laboratory scales, and also measured the temperature of the grain in the upper part (at a distance of 10 mm from the edge at the rash) and in the middle part of the mound. After this, the experimental cell was placed in a cooling chamber and the experiment continued. During the experiment, the temperature of the air entering the cooling of the grain and leaving after heat treatment was also measured. The experiments were carried out with the same grade of grain, which had the same initial temperature and humidity. The speed, flow rate and temperature of the cooling air were also the same in all the experiments.

Each experiment ended when the same grain temperature was reached at the top of the embankment, regardless of the height of the layer. The initial and final moisture content of the grain was determined in the laboratory conditions on the SESH-3M instrument.

Experimental studies of the kinetics of cooling of small-seed cultures from cooling regimes, such as rapeseed and millet seeds, have been carried out.

Curves are obtained for changes in the rate of cooling of the grain in time and moisture content of the grain, depending on the temperature decrease (Fig.2, Fig.3).

### 5 Processing and analysis of experimental data

Analysis of equations describing the process of heat exchange between the filtering gas and the surface particles can be described in the form of the following criterial equation [17]:

$$Nu = a \cdot Re_3^b \cdot Pr^{0.33}$$

where a, b - empirical coefficients, determined experimentally;

$$Re_3 = \frac{4\Phi Re}{6(1-\varepsilon)}; Re_3 = \frac{v \cdot d \cdot \rho}{\mu}$$

$v$  - true gas velocity, m/s;

$\Phi = \frac{\pi d_q^2}{4S}$  - coefficient of sphericity of particles by volume

$$V = \frac{\pi d_q^3}{6}$$

and midel section  $S$ .

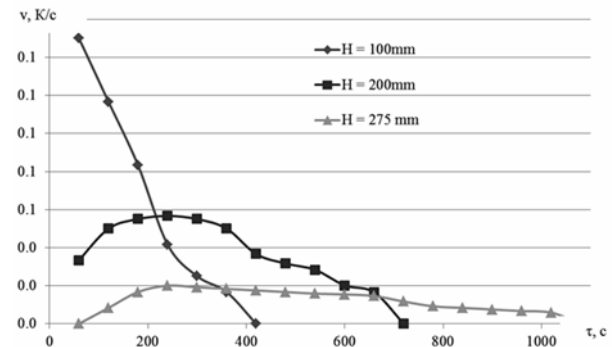


Fig. 2. Graph of changes in the rate of grain cooling over time

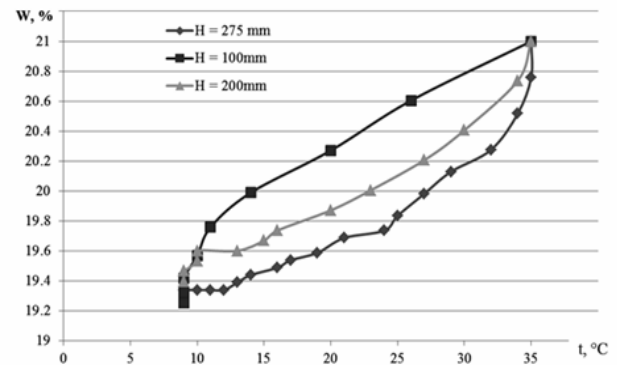


Fig. 3. Graph of the change in moisture content of grain as a function of temperature decrease

To calculate the convective heat transfer of granular material and cold air, we used the equation

$$Nu = 2(1 + 0.276 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}) \quad (1)$$

The criterion equation (1) was supplemented with a simplex  $d/h$ , which takes into account the loading height ( $h$ ) and the diameter layer ( $d$ ).

The general form of the equation describing the process of cooling the grain of a spherical shape, to which the investigated rape seed belongs, can be represented as:

$$Nu = 2 + a \cdot Re_3^{0.5} \cdot Pr^{0.33} \cdot \left(\frac{d}{h}\right)^b \quad (2)$$

where  $Nu$  is the Nusselt criterion,  $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$ ;

$Pr$  - Prandtl criterion,  $Pr = \frac{\mu \cdot c}{\lambda}$ ;

$\alpha$  - is the heat transfer coefficient from moving air to grain,  $W / (m^2/K)$ ;

$\lambda$  - coefficient of thermal conductivity of air, W / (m K);  
 $\mu$  - is the coefficient of dynamic viscosity, Pa c;  
 $c$  - is the heat capacity of the air, J / kg K;  
 $d$  - is the diameter of the pipe, m.  
 $a, b$  - empirical coefficients to be determined experimentally.

To determine the unknown coefficients in Eq. (2), a well-known technique was used [19].

An equation for determining the convective heat transfer coefficient for a refrigerating processing of rape seeds:

$$Nu = 2 + 0.2 \cdot Re_{\text{D}}^{0.5} \cdot Pr^{0.33} \cdot \left(\frac{d}{h}\right)^{1.423} \quad (3)$$

Range of simplex change:  $1,1 \leq \left(\frac{d}{h}\right) \leq 0,37$

In Fig. 3 compares the results of experimental studies and obtained by the equation (3).

The relative error in determining the heat transfer coefficient does not exceed 10% (Figure 4), which allows us to use equation (2) for the design of primary refrigeration systems small-seed grain.

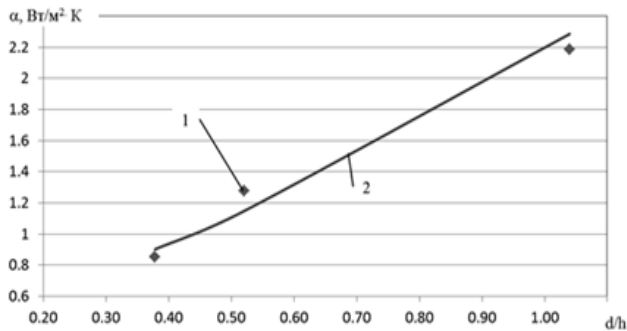


Fig. 4. Graph of the change in the heat transfer coefficient from air to the grain layer: 1 - experiment, 2 – calculation

## 6 Advanced design solutions for primary low-temperature processing systems small-seed cultures

Based on the experimental data on the heat transfer between cooled air and grain, model studies of the temperature and hydrodynamic fields of the embankment small-seed grain.

At the heart of mathematical models lie the known positions on heat exchange of air flow and fixed grain embankment and distribution of velocity fields under these conditions [18-21].

The result of the simulation is two technical proposals.

### 6.1 Primary cooling system of container type

The cooled container (Figure 5) [22] is a box 1 with airtight external fences without a top cover and with a perforated bottom. On the side there is a hatch 2 for unloading the grain. To the bottom of the container is fixed the air distributor 3 in the form of a cone, to which, in turn, the air duct 6 is connected to the hinges (springs) 4 by means of a movable connection 5. In the side walls, guides 7 are provided for tight fitting to a nearby standing container. In this

case, the construction of the connection of the air ducts to each other allows this automatically when the next adjacent container is installed due to the coupling. It additionally it contains the platform 8 on which it is installed.

The process is as follows. Containers are filled with grain mass and installed in a storage facility for grain storage. And the first container joins the general distribution duct. Each subsequent container fits snugly into the front, and the air ducts 6 are automatically connected in a single line. This is provided by the guides 7, hinges (springs) 4 and a special design of the coupling. The last container installed in the row has a plug at the end of the duct. The number of rows is determined by the size of the warehouse.

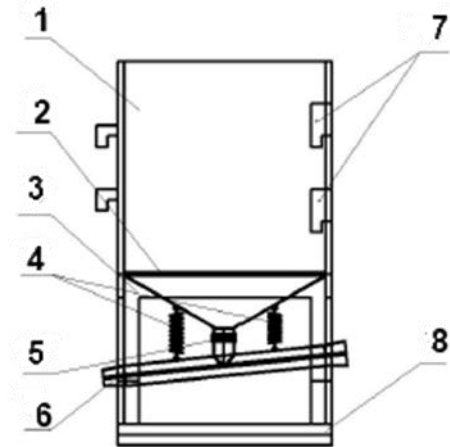


Fig. 5. Scheme of the container for the primary low-temperature cooling of small-seed grains:

- 1 - housing; 2 - hatch for grain unloading;
- 3 - the air distributor; 4 - suspended springs;
- 5 - movable connection; 6 - the air duct;
- 7 - guides; 8 - installation platform

### 6.2 The cooling system of a warehouse for the outdoor storage of a moist grain of small seeds

The technical proposal is shown in Fig. 6, a-c.

The design is supposed to be installed in the places of direct harvesting of grain. Grain is loaded into separate partitions, in the lower part of which there are channels for supplying chilled air.

To prevent the grain from being poured in the lower part of the partitions, perforated grilles are installed.

The exhaust air is vented by ducts from the top of the storage.

## 7 Discussion of the results of the development of cooling systems for the primary low-temperature processing and storing grain of small-seed crops

The merits of the study include:

- the executed analysis and a substantiation of prospects of a way of low-temperature processing and grain storage of small-seed crops, as well as an analysis of the types of refrigeration machines that can be effectively used in such systems;

- novelty of the results of an experimental study of heat transfer processes between cold air and fixed filling of small seeds (on the example of rapeseed);

- new designs of systems for primary low-temperature treatment of small-seed crops, which can be used in farming in Ukraine.

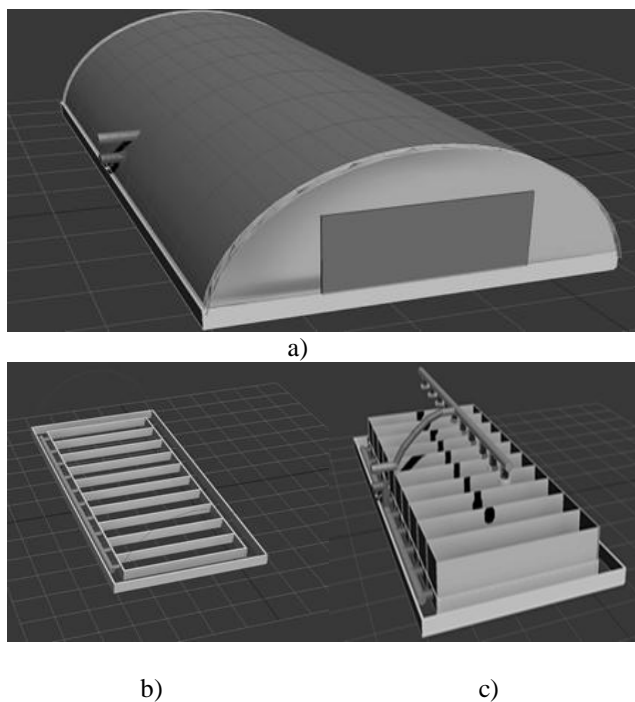


Fig. 6. Storage system for floor storage wet grain of small-seed crops: a - general view of the warehouse; b-system distribution of air flows.

The shortcomings of the work include:

- study of small-seed grain only on the example of rape, which does not allow to generalize the results on other crops;
- the absence in the article of the results of mathematical modeling of thermal and gas dynamic regimes during refrigeration treatment of small seeds by air flow.

The conducted researches are useful for developers of systems of primary low-temperature processing of small-seed cultures.

The developed systems of primary low-temperature processing of small-seed crops can be widely used in farmers' and peasants' economies of Ukraine, first of all, due to the simplicity of manufacturing and use of known materials and equipment.

The presented work is a new one and it is planned to continue it in the framework of state budget and postgraduate studies.

## 8 Conclusions

1. An assessment of the prospects of using refrigerating machines, realizing various methods of obtaining artificial cold, showed that:

- lithium bromide and water ammonia AXM (bromide-lithium and water ammonium) and PECM can be recommended as stationary refrigeration units at grain elevators and grain storage sites in Ukraine and CIS countries, and due to the high cost of stationary systems based on

PKHM, the use of cheap environmentally friendly heat-promising in the near future;

- the greatest prospects in mobile grain cooling systems based on PKHM has a natural refrigerant - ammonia, which also has excellent environmental characteristics;

- in the near future in the grain cooling systems of stationary type, PEHM with refrigerant R134a can be used - they provide the possibility of using low-potential heat at the temperature level plus 70 ... 80 °C, their structures are compact, and the pressure in

the system is maintained above atmospheric, which eliminates air sucking in the evaporator.

2. Experimental studies of convective heat transfer during purge fixed layer of small-seed grain showed that:

- cooling of the grain to 8 ... 10 °C is accompanied by its partial dehumidification: for rapeseed - 1,13%, for millet - 0.98%, with the maximum intensity of moisture entrainment observed at the beginning of heat treatment, thus, for example, when the temperature is reduced by 50% of the initial grain temperature, the entrainment of moisture is for rapeseed - 90%, millet - 80%;

- the obtained effect of dehydration of the grain upon its cooling allows to exclude from the technological chain process of high-temperature drying, and this will not only reduce energy costs when storing small-seed grains, but also increase its quality.

3. Based on the analysis and the results of experimental studies of convective heat transfer processes, two schemes of primary cooling systems for grain - container (mobile) and stationary type, are proposed, each of which can be used in farmers' and peasants' economies of Ukraine depending on the volume of processed products.

## References

1. The Law of Ukraine "On the Fundamentals of National Security of Ukraine" of 19.06.2003. No. 964-IV. Access mode: <http://www.nbuv.gov.ua/law/03>.
2. Food and Agriculture Organization of the United Nations (FAO) [Electronic source] Access mode: <http://www.fao.org/home/en>
3. **Petushenko, S.** (2013). The current state of technology and technology for low-temperature grain processing and storage of small-scale grains. *Refrigeration Engineering and Technology*, No. 2, 71-74.
4. **Malin, N.I.** (2004). *Energy-saving drying of grain*. Moscow: Kolos, 240 p.
5. **Petrunya, B.N.** (2006). Method of storage of grain using artificially cooled air / B.N. Petrunya, A.I. Ptashchuk // *Mixed feed*, No. 4, 71-74.
6. **Stankevich, G.N., Petrunya, B.N., Bichinyuk, I.I., Lischenko, Y.V.** (2001). Conservation of grain mass with using artificially cooled air // *Research works of Odessa National Academy of Food Technologies*, Iss. 21, 39-41.
7. **Novitska, N., Stepanenko, Yu.S.** Yakost nasinya polovihh kollezhno vid temperaturnomu regimu zberivanny [Electronic source] E-conference of the Ternopil's'kyi state-of-the-art press conference Naan of Ukraine. Section 1. Agricultural science. Access mode: [http://econf.at.ua/publ/konferencija\\_2014\\_10\\_16\\_17/sekcija\\_1\\_silskogospodarski\\_nauki/jakist\\_nasinnja\\_polovihh\\_kultur\\_zalezno\\_vid\\_temperaturnogo\\_rezhimu\\_zberigannja/4-1-0-16](http://econf.at.ua/publ/konferencija_2014_10_16_17/sekcija_1_silskogospodarski_nauki/jakist_nasinnja_polovihh_kultur_zalezno_vid_temperaturnogo_rezhimu_zberigannja/4-1-0-16).

8. **Novitskaya, N. V.** (2009). The quality of seeds is the key to success [Electronic source]: mater. Int. scientific internet-conference. Modern Directions of Theoretical and Applied Research, 2009. Access mode: <http://www.sworld.com.ua>
9. Installations for grain cooling GRANIFRIGOR™. Access mode: <http://www.frigortec.com/ustanovki-dlya-ohlazhdeniyazerna-granifrigor>
10. **Morozyuk, L.I.** (2014) Heat-using refrigerating machines - ways of development and improvement. *Refrigeration engineering and technology*, 50(5), 23-29. doi: 10.15673/0453-8307.5/2014.28695
11. **Zhelezny, V.P., Zhidkov, V.V.** (1996) Ecological and energy aspects of the introduction of alternative refrigerants in refrigeration technology. Donetsk: Donbass, 144 p.
12. **Titlov, O.S., Petushenko, S.M., Kudashev, S.M.** (2011) Development of a cooling complex on the basis of environmentally safe working bodies. *Collection of scientific works of Vinnitsa National Agrarian University. Series: Technical sciences*, 8, S. 26-31.
13. **Shilkin, N.V.** Absorption refrigerating machines [Electronic source] Access mode: [http://www.abok.ru/for\\_spec/articles.php?nid=3873](http://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=3873)
14. **Silman, M.A., Shumelishsky, M.G.** (1984) Steam-water ejector refrigerators. Light and food industry, 271 p.
15. **Chumak, I.G., Nikulshina, D.G.** (1988) Refrigeration plants. Designing. Kyiv, 280 p.
16. **Zhelezny, V.P., Lysenko, O.V., Ovcharenko, V.S.** (2000) Ecological-thermoeconomic analysis of the prospects for the use of ammonia in refrigeration equipment. *Refrigeration technology*, 3, 12-16.
17. **Petushenko, S.N.** (2013) The results of experimental studies of heat transfer processes in the primary refrigeration treatment of small-seed grain grains. *Refrigeration engineering and technology*, 3, 64-68.
18. **Gorbis, Z.R.** (1970) Heat transfer and hydromechanics of dispersed through flows; 2 nd ed., Revised. and additional. Moscow: Energy, 424 p.
19. **Kalenderyan, V.A., Boskova I.L., Kalenderyan V.A.** (2011) Heat and Mass Transfer in Apparatus with a Dense Dispersed Layer. Kyiv: Word, 184 p.
20. **Boshkova, I.L., Georgieish E.V.** (2014) Analytical models for calculating the temperature in a material under the influence of internal heat sources: zb. sciences. pr. *Actual problems of energy and ecology*, 1(45), 33-38.
21. **Radchuk, S.** (2014) Dozdidzhennia aerodinamichnyh vlastosti nasynnya ripaku [Elektronnyi resurs]. E-conference Ternopil State Agricultural Experimental Station ICSHP NAAS of Ukraine. Section 4. Technical sciences. - Access mode: [http://econf.at.ua/publ/konferencija\\_2014\\_10\\_16\\_17/sekcja\\_4\\_tekhnichni\\_nauki/doslidzhennja\\_aerodinamichnikh\\_vlastivostej\\_nasynnja\\_ripaku/7-1-0-53](http://econf.at.ua/publ/konferencija_2014_10_16_17/sekcja_4_tekhnichni_nauki/doslidzhennja_aerodinamichnikh_vlastivostej_nasynnja_ripaku/7-1-0-53)
22. **Titlov, O.S., Petushenko, S.M., Kudashev, S.M.** (2011) Development of a cooling complex on the basis of ecologically safe robotic bodies. *Zbirnik naukovykh prac Vinnitskogo national agrarian university. Serii: Technical sciences*, 8, 26-31.

Received 10 July 2017

Approved 08 September 2017

Available in Internet 30 October 2017

## Оценка влияния исходных уравнений плотности и теплопроводности инея на результаты прогнозирования скорости формирования замороженного слоя

И. С. Козаченко<sup>✉</sup>, А. Е. Лагутин

Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная, 112, г. Одесса, 65039, Украина

✉ e-mail: ilya.s.kozachenko@gmail.com ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5606-8640>

*В статье приведены основные зависимости для определения плотности и теплопроводности инея. Приведено сравнение наиболее распространённых зависимостей теплопроводности и плотности инея. Представлены результаты расчета математической модели в виде графиков роста толщины слоя инея во времени на первом ряду, а также по глубине пучка. Проведен сравнительный анализ наиболее распространённых зависимостей плотности и теплопроводности инея и показано влияние этих параметров на итоговый вид функции зависимости толщины от времени. Проведена апробация модели на имеющихся экспериментальных данных для четырех режимов на различных температурных и влажностных уровнях. По итогу проведенной работы определена комбинация зависимостей плотности и теплопроводности инея, позволяющая обеспечить низкую погрешность математической модели для широкого диапазона расчетных режимов.*

**Ключевые слова:** Моделирование; Воздухоохладитель; Формирование инея; Теплопроводность инея; Плотность инея; Тепло- и массообмен.

## Оцінка впливу вихідних рівнянь густини та теплопровідності інею на результати прогнозування швидкості формування замороженого шару

І. С. Козаченко<sup>✉</sup>, А. Ю. Лагутін

Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, м. Одеса, 65039, Україна

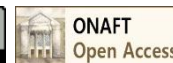
*У статті наведені основні залежності для визначення густини та теплопровідності інею. Наведено порівняння найбільш поширених залежностей теплопровідності і густини інею. Представлені результати розрахунку математичної моделі у вигляді графіків зростання товщини шару інею в часі на першому ряду, а також по глибині пучка. Проведено порівняльний аналіз найбільш поширених залежностей густини і теплопровідності інею і показано вплив цих параметрів на підсумковий вид функції залежності товщини від часу. Проведено апробацію моделі на наявних експериментальних даних для чотирьох режимів на різних температурних і вологісних рівнях. За підсумком проведеної роботи визначено комбінація залежностей густини і теплопровідності інею, що дозволяє забезпечити низьку похибку математичної моделі для широкого діапазону розрахункових режимів.*

**Ключові слова:** Моделирование; Повітроохолоджувач; Формування інею; Теплопровідність інею; Густина інею; Тепло- і масообмін.

© The Author(s) 2017. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



### Условные обозначения

$t$	температура, °C	$\tau$	время, час
$\varphi$	относительная влажность, %	$G$	объёмный расход, м <sup>3</sup> /ч
$h$	высота, мм	$u$	шаг, мм
$\delta$	толщина, мм	$Re$	число Рейнольдса
$D$	диаметр, мм	$w$	скорость воздуха, м/с
$d$	влажностное содержание, г/кг <sub>с.в.</sub>	$B$	высота аппарата, м
$L$	длина аппарата, м	$F, f$	площадь, м <sup>2</sup>
$n$	количество, штук	$\rho$	плотность, кг/м <sup>3</sup>
$\lambda$	коэффициент теплопроводности, Вт/м·К	$S$	шаг труб, мм
$c_1, c_2$	поправочные коэффициенты		

		Индексы	
<i>O</i>	параметры холодильного агента	<i>I</i>	вход в ряд труб
<i>2</i>	выход из ряда труб	<i>a</i>	воздух
<i>fr</i>	иней	<i>vr</i>	вертикальный
<i>f</i>	ребро	<i>in</i>	внутренний
<i>tb</i>	труба	<i>ex</i>	наружный
<i>b</i>	основание	<i>hr</i>	горизонтальный
<i>tp</i>	вершина	<i>c</i>	критический
<i>m</i>	таяние		

## 1. Введение

В области использования теплообменного оборудования для холодильных камер, явление образования инея на охлаждаемых поверхностях определяет качество работы и технические параметры аппаратов. Тем не менее, по настоящее время при проектировании воздухоохладителей оценка влияния инея осуществляется интуитивно. Так как иней радикально трансформирует базовый процесс переноса теплоты, его свойства и их влияние на работу воздухоохладителей должны быть подробно изучены. На данный момент существует множество зависимостей для определения плотности и теплопроводности инея как его основополагающих физических свойств, которые находят применение в математических моделях прогнозирования роста инея. В данной статье описывается влияние наиболее применяемых зависимостей на результаты расчета модели представленной авторами в предыдущей статье [21].

Теплофизические процессы, протекающие во внутренней структуре инея и влияющие на его рост, подчиняются действию сложных механизмов массопереноса а также их взаимодействию друг с другом. В своей работе Г.Н. Напалков [1] привел наиболее полный перечень подобных механизмов, в состав которых включил: молекулярную диффузию водяных паров, конвективное перемещение воздуха, излучение, теплопроводность составляющих внутренней структуры, фазовый переход водяных паров в твердое состояние, массоперенос взвешенных в воздухе мельчайших частиц льда под действием низкотемпературного градиента, перемещение под действием силы тяжести и закономерности роста кристаллов инея. В период формирования слоя инея, его толщина, плотность, теплопроводность и температура поверхности постепенно возрастают, а доля составляющих факторов в суммарном тепло- и массопереносе зависит от того, какую конфигурацию имеет холодная поверхность, какую ориентацию в пространстве она занимает, её температуры и интенсивности теплопереноса на границе раздела иней-воздух, т. е. от характера конвекции и параметров воздуха. Приведенный неполный перечень дает основание полагать, что теоретическое выведение зависимостей таких основополагающих свойств инея, как его теплопроводность и плотность, является трудоемкой задачей, попытки решения которой остаются актуальными по настоящее время. Тем не менее ряд авторов, имея достаточные объемы экспериментальных данных, для определения свойств инея [2-20,22] предлагают выведенные ими эмпирические зависимости. Как показал обзор существующих на сегодняшний день исследований в области определения плотности и теплопроводности инея, большинство авторов предлагают зависи-

мости в диапазоне значений, которые либо выходит за рамки области значений применимых для камер охлаждения и хранения пищевых продуктов, либо покрывают её лишь частично.

Для точного моделирования процесса оседания инея необходимо полное понимание взаимосвязи между средней плотностью инея, его теплопроводностью и параметрами работы холодильной системы. Следовательно, уравнения, описывающие плотность и теплопроводность инея и заложенные в алгоритм расчета программы, являются основополагающими, а их влияние на результаты расчеты программы подлежит оценке.

## 2. Плотность инея

Несмотря на значимость плотности инея для математических моделей симуляции работы воздухоохладителей в доступной литературе встречается редко относительно выведенных зависимостей, подкрепленных надежной материальной базой и применяемых исследователями для моделирования процесса формирования инея. Еще меньше из них лежат вне области глубокого холода. Одними из первых в 1967 г. Hosoda T. и Uzuhashi H. [15] представили уравнение зависимости плотности инея, как функцию температуры охлаждаемой поверхности и скорости потока воздуха. Полученное уравнение справедливо для температур поверхности  $T_{fs} = -20...-5^{\circ}\text{C}$ , температуры омывающего воздуха  $T_1 = 0...10^{\circ}\text{C}$ , его скорости  $w_1 = 1...5$  м/с и влагосодержания  $d_1 = 0,0188...0,00604$  кг/кг с.в.

$$\rho_{fr} = 340 \cdot T_{fr}^{-0,445} + 85w_1 \quad (1)$$

Hayashi Y. [17] в 1977 г. предложил эмпирическую зависимость (2) основанную только на изменении температуры инея и применимую в области значений  $T_{fr} = -18,6...-5^{\circ}\text{C}$ ,  $w_1 = 2...6$  м/с,  $d_1 > 0,0075$  кг/кг с.в.

$$\rho_{fr} = 650 \exp \left[ 0,227 (T_{fr} - 273,15) \right]. \quad (2)$$

Данная формула на сегодняшний день наиболее распространена за рубежом и часто применяется при моделировании прогнозирования роста инея. Тем не менее, в своем исследовании Hermes C. J. [18] определил, что уравнение Hayashi дает завышенные значения. Помимо этого, данная зависимость дает неприемлемо большие значения в диапазоне температур близких к точке таяния льда. На рисунке 1 представлено сравнение результатов Hermes, полученных в ходе проведения экспериментов с результатами вычисления плотности инея по формуле Hayashi для тех же условий. Анализ

указывает на ограниченность применения данной формулы по причине сведения функции плотности инея лишь к температуре инея, что по мнению Hermes является слишком грубым упрощением. Несмотря на это, данное уравнение получило своё развитие. В 2012 г. группа ученых во главе с W. Wang [19] внесли в уравнение Hayashi доработки в виде дополнительных множителей (3).

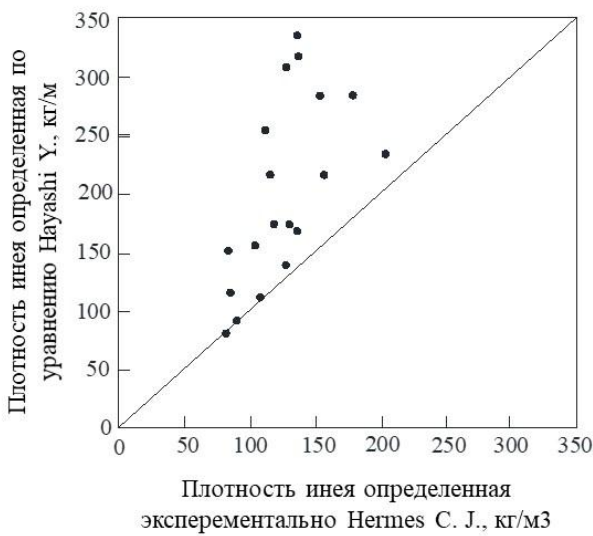
$$\rho_{fr} = 650 \exp(0,227T_{fr}) \cdot c_1 \cdot c_2, \quad (3)$$

где:

$$C_1 = 0,70132 - 0,11346T_{fr} - 0,00203T_{fr}^2;$$

$$C_2 = 1,4333 - 0,17389T_1 - 0,00722T_1^2.$$

Уравнение (3) применимо для области:  $T_{fr} = -16 \dots -8^\circ\text{C}$ ,  $T_1 = 11 \dots 19^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_1 = 0,4 \dots 0,8$ ,  $w_1 = 5 \text{ м/с}$ .



**Рисунок 1** – График сравнения теоретических и экспериментальных значений плотности инея [18]

Н. В. Ломакиным [20] (1989 г.) было выведено уравнение (4) плотности инея. Как и в уравнении Hosoda и Uzuhashi плотность инея представлена в виде зависимости от скорости и температуры воздуха, температуры поверхности и толщины инея. По данным автора, уравнение проявляет хорошую сходимость с реально проведенными экспериментами

$$\rho_{fr} = 1562,5 \cdot (w_1 \cdot \rho_1)^{0,15} \cdot \delta_{fr}^{0,35} \cdot \frac{T_1}{T_{fr}}. \quad (4)$$

Hermes С. J. [18] в 2009 г. была представлена следующая зависимость (5):

$$\rho_{fr} = a \cdot \exp(b \cdot T_{tb} + c \cdot T_{fr}), \quad (5)$$

где константы  $a, b, c$  были выведены на основании проведения экспериментов:  $a = 207,3$ ;  $b = 0,266$ ;  $c = 0,0615$ .

Уравнение справедливо для области параметров:  $T_{fr} = -16 \dots -4^\circ\text{C}$ ,  $T_1 = 16 \dots 22^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_1 = 0,5 \dots 0,8$ ,  $w_1 = 0,7 \text{ м/с}$ .

М. Kandula [12] в своей работе (2011 г.) приводит уравнение (7) для плотности инея как функции температуры поверхности инея, числа Рейнольдса, температуры охлаждаемой поверхности и температуры таяния льда.

Здесь  $Re_c = 5 \cdot 10^5$  – критическое значения числа Рейнольдса для перехода от ламинарного режима к турбулентному,  $T_m$  – температура таяния льда

$$\frac{\rho_{fr}}{\rho_{ice}} = 0,5 \frac{T_{fr} - T_1}{T_{tb} - T_1} \cdot \exp \left\{ \begin{aligned} & - \left[ 0,376 + 1,5 \left( 1 - \frac{T_{fr} - T_1}{T_{tb} - T_1} \right) \right] \\ & \cdot \left[ 1 - \left( \frac{Re}{Re_c} \right)^{0,5} \right] \end{aligned} \right\}. \quad (7)$$

Во всех вышеперечисленных случаях приведенные уравнения для плотности инея являются эмпирическими, что ограничивает их применимость в рамках экспериментов при которых они были выведены. Стоит отметить, что в основе большинства уравнений лежит температура поверхности инея, это значит, что их применение неразрывно связано с изменением толщины инея во времени и не может быть применено к моделям отдельно от этих факторов.

### 3. Теплопроводность инея

Дать точное описание действительной теплопроводности инея – чрезвычайно сложная задача. Это является следствием неравномерной пористости строения, наличия фракций льда различной формы и размеров, наличия различного количества влаги в воздухе, проникающей вглубь инея, и её взаимодействия влияющей на тепло и массоперенос. Пористая структура инея с наличием пор различных форм и размеров отдалают процесс переноса теплоты от изотропного. По этой причине многие модели принимают допущение об однородности структуры инея по толщине. В таблице 1 представлена часть доступных в свободных источниках зависимостей теплопроводности инея накопленных с первой половины прошлого века. Так как во всех без исключения зависимостях теплопроводность является функцией плотности, имеет смысл расположить кривые данных зависимостей на одном графике, как это показано на рисунке 2.

Теплопроводность инея зависит от нескольких параметров, таких как температура инея, температура охлаждаемой поверхности а также параметров воздуха, омывающего иней (температура  $t_1$ , скорость  $w_a$ , относительная влажность  $\varphi_1$  и прочие). Наиболее весомым фактором является плотность инея. Ниже приведены эмпирические зависимости для определения теплопроводности инея, пригодных к использованию при построении математических моделей прогнозирования динамики роста инея.

Точное описание закона изменения теплопроводности инея является трудной задачей. Причиной тому является его переменная структура, которая варьируется от ледяных иголок, образующих пористую структуру до гомогенного льда, и его состояние, которое находится в непрерывном процессе трансформации как во временном поле, так и по вектору глубины слоя.

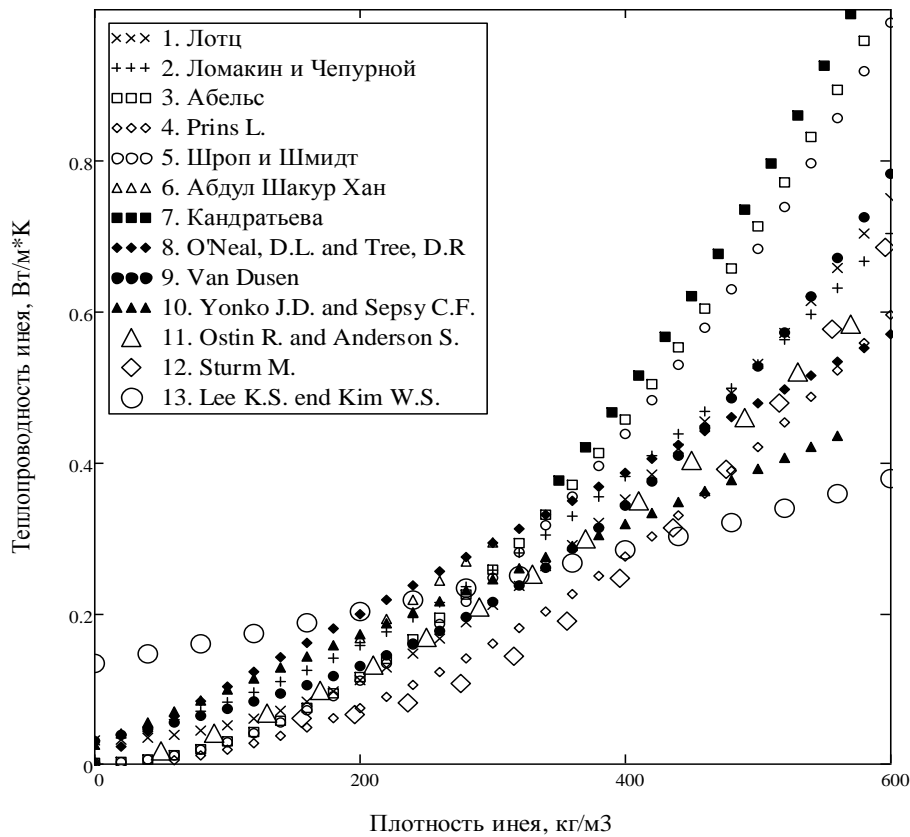


Рисунок 2 – График сравнения полученных различными авторами зависимостей теплопроводности инея от плотности инея

Таблица 1 – Перечень зависимостей для определения теплопроводности инея

№ п.п.	Авторы	Зависимость	Область применения
1	Lotz H. [2]	$\lambda_{fr} = 0,03 + 2 \cdot 10^{-6} \cdot \rho_{fr}^2$	
2	Ломакин и Чепурной [20]	$\lambda_{fr} = 0,03(1 + 0,0064 \cdot \rho_{fr}^2)^2$	
3	Г. Ф. Абельс [1]	$\lambda_{fr} = 2,85 \cdot 10^{-6} \cdot \rho_{fr}^2$	
4	Prins L. [4]	$\lambda_{fr} = 1,5(\rho_{fr}^2 \cdot 10^{-3} + 0,0035)^2 - 0,01$	
5	Шроп и Шмидт [1]	$\lambda_{fr} = 2,73 \cdot 10^{-6} \cdot \rho_{fr}^2$	
6	Абдул Шакур Хан [5]	$\lambda_{fr} = 1,2676 \cdot 10^{-3} \cdot \rho_{fr} - 0,0877$	
7	А. С. Кондратьева [1]	$\lambda_{fr} = 3,06 \cdot 10^{-6} \cdot \rho_{fr}^2$	$\rho_{fr} > 350 \text{ кг/м}^3$
8	O'Neal D.L. & Tree D.R. [7]	$\lambda_{fr} = 1,202 \cdot 10^{-3} \cdot \rho_{fr}^{0,963}$	$\rho_{fr} < 130 \text{ кг/м}^3$
9	Van Dusen [8]	$\lambda_{fr} = 0,029 + 0,403 \cdot 10^{-3} \cdot \rho_{fr} + 0,2367 \cdot 10^{-8} \cdot \rho_{fr}^3$	$243 < t_{fr} < 273^\circ\text{K}$
10	J. D. Yonko & C. F. Sepsy [6]	$\lambda_{fr} = 0,024248 + 0,731 \cdot 10^{-3} \cdot \rho_{fr} + 0,1183 \cdot 10^{-5} \cdot \rho_{fr}^2$	$\rho_{fr} < 573 \text{ кг/м}^3$
11	Ostin R. & Anderson S. [9]	$\lambda_{fr} = -8,71 \cdot 10^{-3} + 4,39 \cdot 10^{-4} \cdot \rho_{fr} + 1,05 \cdot 10^{-6} \cdot \rho_{fr}^2$	$50 < \rho_{fr} < 680 \text{ кг/м}^3$ $253 < t_{fr} < 258^\circ\text{K}$
12	Sturm M. [10]	$\lambda_{fr} = 0,138 - 1,01 \cdot 10^{-3} \cdot \rho_{fr} + 3,233 \cdot 10^{-6} \cdot \rho_{fr}^2$	$156 < \rho_{fr} < 600 \text{ кг/м}^3$
13	Lee K.S. and Kim W.S. [11]	$\lambda_{fr} = 0,132 + 3,13 \cdot 10^{-4} \cdot \rho_{fr} + 1,6 \cdot 10^{-7} \cdot \rho_{fr}^2$	

#### 4. Результаты

Практическое применение оценки функций зависимостей плотности и теплопроводности инея, используемых в модели прогнозирования интенсивности роста инея, состоит в построении зависимости  $\delta_{fr} = f(\tau)$ . Для оценки влияния данных параметров был проведен сравнительный расчет. Результаты представлены в виде графиков на рисунках 3–8. В математическую модель, в качестве исходных данных, были внесены параметры, полностью повторяющие

данные из экспериментов, проведенных Бакулиным А. С. Геометрические параметры труб и пучков, для которых производился расчет, представлены в таблице 2. Режимы проведения эксперимента представлены в таблице 3. В качестве хладагента применялся аммиак. Воздухоохладитель – это теплообменный пучок с шахматным расположением оребренных труб. Оребрение выполнено в виде круглого биметаллического ребра, нанесенного методом литья под давлением.

Таблица 2 – Геометрические параметры труб и пучка

№ п.п.	Параметр	Значение
1	Диаметр и толщина стенки трубы ( $D_{tb} \times \delta_{tb}$ ), мм	25x2,5
2	Толщина наплавки ребра ( $\delta_{im}$ ), мм	1,5
3	Диаметр ребра ( $D_r$ ), мм	80
4	Диаметр основания ребра ( $D_{b.f}$ ), мм	28
5	Высота ребра ( $h_r$ ), мм	26
6	Толщина основания ребра ( $\delta_{b.f}$ ), мм	1,2
7	Толщина вершины ребра ( $\delta_{v.f}$ ), мм	0,6
8	Поперечный шаг труб ( $S_{tb.vr}$ ), мм	120
9	Продольный шаг труб ( $S_{tb.hr}$ ), мм	90
10	Шаг ребра ( $u_r$ ), мм	20
11	Количество труб пучка по фронту пучка ( $n_{vr}$ ), шт.	8
12	Количество труб пучка по глубине пучка ( $n_{hr}$ ), шт.	8

Таблица 3 – Режимы проведения эксперимента

№ п.п.	Режим, № по [22]	$t_1$ , °C	$t_0$ , °C	$G_a$ , м <sup>3</sup> /ч	$\phi_1$ , %	Область наблюдения
1	42	0	-12	7272	85	первый ряд
2	44	-5	-14	7272	90	первый ряд
3	19	0	-10	10800	95	по глубине пучка
4	39	-4	-14	10800	95	по глубине пучка

Для построения функции  $\delta_{fr} = f(\tau)$  было выбрано пять уравнений, описывающих теплопроводность инея, область применения которых лежит в приемлемом диапазоне значений, а также две зависимости изменения плотности инея. Для графиков на рисунках 3-8 кривая 1 построена по данным эксперимента Бакулина, группа точек 2 является результатом расчета модели, где в качестве уравнения определения теплопроводности инея используется зависимость Шропа и Шмидта. Группы точек 3, 4 и 5 получены путем подстановки в модель зависимостей Ломакина и Чепурного, O'Neal, Tree и Lotz H., соответственно. Графики на рисунках 3, 5, 6, 7 – построены при использовании в модели зависимости предложенной Н.В. Ломакиным [20]. Для оценки влияния исходного уравнения плотности инея на кривую функции  $\delta_{fr} = f(\tau)$ , графики на рисунках 4,6 были построены на основании подстановки в модель уравнения Hayashi Y.

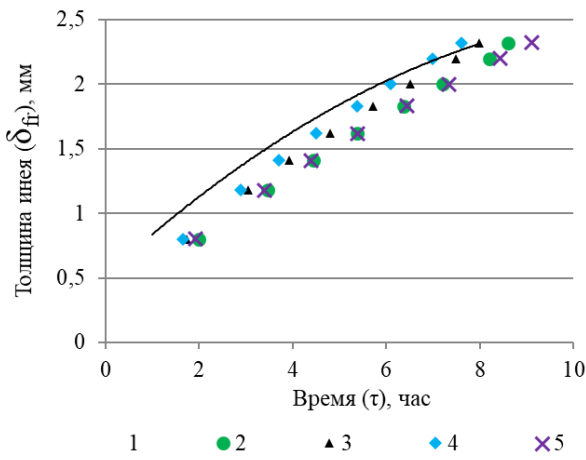
Для рисунках 3, 5, где в качестве уравнения плотности принято уравнение Н. В. Ломакина, кривые, по-

строенные по уравнениям теплопроводности 2-5, дают малый разброс точек  $\delta_{fr} = f(\tau)$ . Следует отметить, что результаты, почти полностью совпадающие с экспериментальными данными, были получены при применении уравнения теплопроводности Н.В. Ломакина и М.Н. Чепурного. На рисунках 4, 6, где в качестве уравнения плотности принято уравнение Hayashi Y., кривые функции  $\delta_{fr} = f(\tau)$  характеризуются большим разбросом точек для используемых различных уравнений теплопроводности инея. В частности график на рисунке 4 показывает наибольшее расхождение, что связано с выходом режима № 44 из области применения уравнения Hayashi Y.

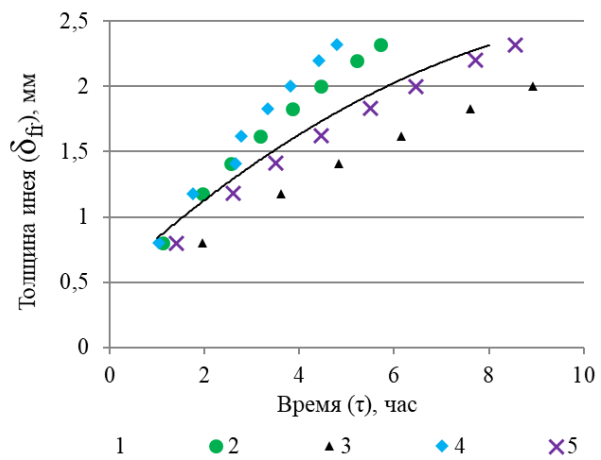
Проведенные расчеты зависимости  $\delta_{fr} = f(\tau)$  по глубине пучка представлены на рисунках 7, 8. Для обоих рисунков в качестве уравнения плотности инея применялось уравнение Н. В. Ломакина. Задавшись толщиной инея отмеченной Бакулиным А.С. на первом ряду по истечении 12 часов работы воздухоохладителя получены кривые распределения толщины инея по глубине

пучка. Максимальная погрешность по времени при расчете двух режимов составила 14%, средняя – 5,5%. Для всех уравнений теплопроводности инея модель дает малый разброс данных и сохраняет общую динамику

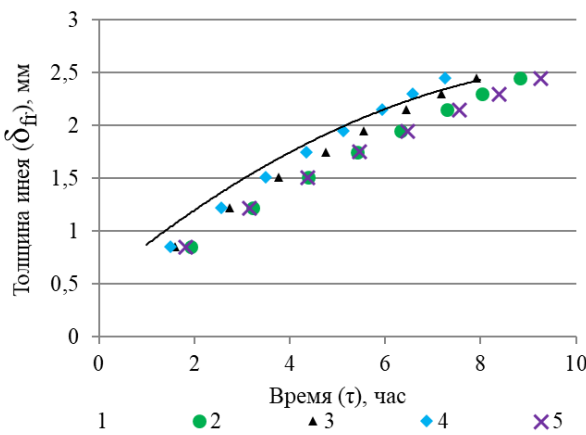
изменения толщины инея по рядам. Режим № 19, где процесс выпадения инея происходит на более высоком температурном уровне, показал наилучшую сходимость с экспериментальными данными.



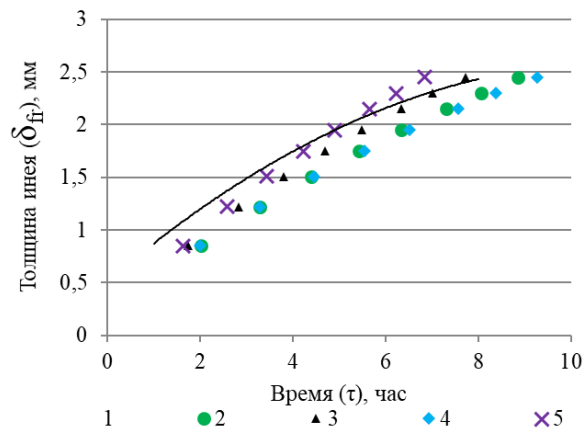
**Рисунок 3.** – Режим 44. Изменение толщины слоя инея на первом ряду. Уравнение плотности инея Н.В. Ломакина.



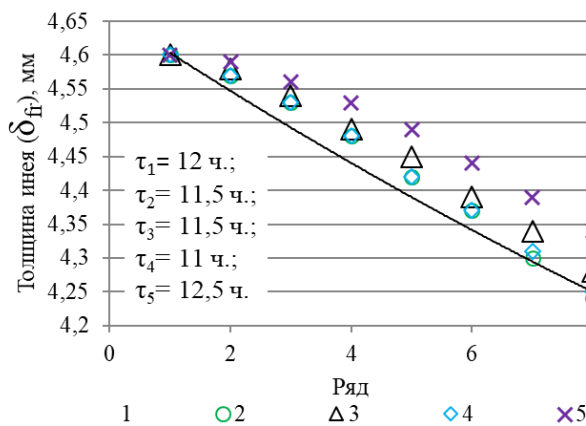
**Рисунок 4.** – Режим 44. Изменение толщины слоя инея на первом ряду. Уравнение плотности инея Hayashi Y.



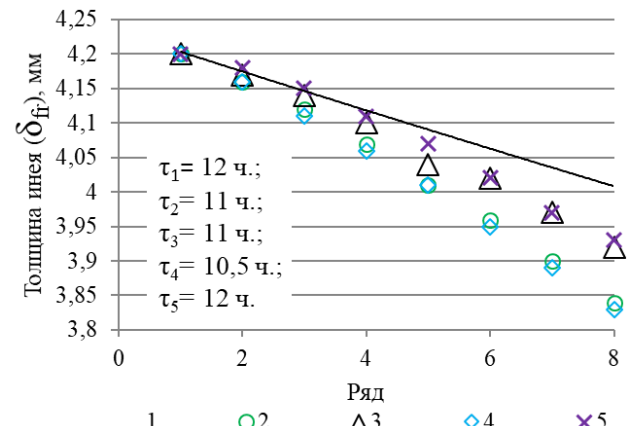
**Рисунок 5.** – Режим 42. Изменение толщины слоя инея на первом ряду. Уравнение плотности инея Н.В. Ломакина.



**Рисунок 6.** – Режим 42. Изменение толщины слоя инея на первом ряду. Уравнение плотности инея Hayashi Y.



**Рисунок 7.** – Режим 19. Изменение толщины слоя инея по глубине пучка воздухоохладителя. Уравнение плотности инея Н.В. Ломакина.



**Рисунок 8.** – Режим 39. Изменение толщины слоя инея по глубине пучка воздухоохладителя. Уравнение плотности инея Н.В. Ломакина.

## Выводы

В данной статье выполнен сравнительный расчет зависимостей  $\delta_{fr}=f(\tau)$  при использовании различных уравнений плотности и теплопроводности инея. Сравнительный анализ показал, что уравнение, предложенное Н.В. Ломакиным является более универсальным с точки зрения диапазона возможных режимов воздухоохлаждителя. Вариантный расчет модели при различных исходных уравнениях плотности и теплопроводности инея показал, что комбинация зависимостей плотности и теплопроводности инея Ломакина-Чепурного [20], дают наилучшую сходимость с экспериментальными данными О.С. Бакулина для различных режимов как на первом ряду пучка, так и по его глубине. Также было отмечено, что применение различных уравнений плотности и теплопроводности инея а также их комбинаций, оказывают влияние на построение кривой  $\delta_{fr}=f(\tau)$  иногда радикально, а следовательно, их применение должно быть обосновано. Предложенная математическая модель воздухоохлаждителя для всех уравнений зависимостей плотности и теплопроводности сохраняет тенденцию скорости роста инея, схожую с реальным экспериментом для всех режимов.

## Литература

1. **Напалков Г.Н.** (1983). Теплообмен в условиях инееобразования. – М.: Машиностроение. – с. 189
2. **Lotz H.** (1971) Wärmeund Stoffaustausch-vorgänge in bereifenden Lamellenrippen-Luftkühlern in Zusammenhang mit deren Betriebsverhalten. Kältetechnik-Klimatisierung, No 23, – P. 208–217
3. **Бабакин Б.С., Еркин М.А.** (1987) Интенсификация работы приборов охлаждения при инееобразовании: Обзорн. информ. -М.: АгроНИИТ-ЭИММП. - 28 с.
4. **Prins L.** (1956) Wärme- und Stoffübertragung in einem querangeströmten, bereifenden Lüftkühler. –Kältetechnik, Bd, 8, Heft 6, P. 160-164.
5. **Абдул Шакур Хан** (1988) Инееобразования и теплообмен в профильных каналах прокатно-сварных воздухоохлаждителей //Дис. Канд.техн.наук – Одесса. – 234 с.
6. **J. D. Yonko, C. F. Sepsy.** (1967) An Investigation of the Thermal Conductivity of Frost while Forming on a Flat Horizontal Plate,” ASHRAE Transactions, Vol. 73, No. 2, – P. 1.1-1.11.
7. **O'Neal D.L., Tree D.R.** (1985) A review of frost formation in simple geometries, ASHRAE Trans., Vol. 91. – P. 267-281.
8. **Van Dusen M.S.** (1929) International Critical Tables 5, McGraw-Hill Book Co., – P. 216
9. **Ostin R., Anderson S.** (1991) Frost growth parameters in a forced air stream, Int. J. of Heat Mass Transfer, Vol. 34 (4/5), – P. 1009-1017.
10. **Sturm M., Holmgren J., Konig M., Morris, K.** (1997) The thermal conductivity of seasonal snow,1. Glaciology, Vol. 43, – P. 26-41.
11. **Lee K.S., Kim W.S., Lee T.H.** (1997). A one dimensional model for frost formation on a cold flat surface. Int. J. Heat and Mass Transfer, 40(18), – P. 4359–4365.
12. **Kandula M.** Frost Growth and densification in laminar flow over flat surfaces. Int. J. Heat and Mass Transfer, 54(15), – P. 3719–3731.
13. **Kandula M.** (2011) Correlation of Water Frost Porosity in Laminar Flow over Flat Surfaces (Running Head: Water Frost Porosity in Laminar Flow). ASRC Aerospace, John F. Kennedy Space Center, FL, USA. – P.39.
14. **Kandula M.** (2010) On the Effective Thermal Conductivity of Frost Considering Mass Diffusion and Eddy Convection. ASRC Aerospace, John F. Kennedy Space Center, FL, USA. – P. 38.
15. **Hosoda T. Uzuhashi H.** (1967) Effects of frost on the heat transfer coefficient, Hitashi Review, Vol. 16, No.6, – P. 254-259.
16. **Yang D.K., Lee K.S.** (2004) Dimensionless correlations of frost properties on a cold plate, Int. J. Refrig. No 27. – P. 89-96
17. **Hayashi Y., Aoki A., Adachi S., and Hori K.** (1977) Study of frost properties correlating with frost formation types, ASME J. of Heat Transfer, Vol. 99, – P. 239-245.
18. **Hermes C.J.L., Piuco R., Barbosa J.R.** (2009). A study of frost growth and densification on flat surfaces, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 33, – P. 371-379.
19. **Wang W., Guo Q.C., Lu W.P., Feng Y.C.** (2012). A generalized simple model for predicting frost growth on cold flat plate, Int. J. Refrig. No 35. – P. 475-486
20. **Ломакин В.Н., Чепурной М.Н.** (1989) Исследование теплофизических свойств наморажи-ваемого инея. “Холодильная техника” №11, с. 32-35.
21. **Лагутин А.Е., Козаченко И.С., Желиба Ю.А.** (2017). Моделирование формирования инея на ребренной поверхности воздухоохлаждителя. Проблемы региональной энергетики. №2(34). – с. 64-71.
22. **Бакулін О.С.** Динаміка формування інею в повітроохолоджувачах камер зберігання молочної продукції (2000). Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. – Одеса. с. 253.

Отримана в редакції 12.07.2017, прийнята до друку 08.09.2017

## Evaluation of influence of initial frost density and thermal conductivity on the results of the frozen layer formation speed predicting

I. S. Kozachenko<sup>✉</sup>, A. E. Lagutin

Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatnaya str., Odessa, 65039, Ukraine

✉ e-mail: ilya.s.kozachenko@gmail.com

*The main dependences for determination of the density and thermal conductivity of frost are presented in the paper. The comparison of the most common dependences of thermal conductivity and density of frost is given. The results of calcu-*

lation of the mathematical model in the form of frost layer thickness growth charts on the first row in time, as well as the depth of the beam are presented. The comparative analysis of the most common dependences of the density and thermal conductivity of frost is carried out and the influence of these parameters on the final form of the function of thickness dependence on time is shown. The approbation of the model on available experimental data for four modes at various temperature and humidity levels was conducted. As a result of the work, a combination of the dependences of the frost density and thermal conductivity is determined, which allows to provide a low error of the mathematical model for a wide range of calculated modes.

**Key words:** Modeling; Air cooler; Frost formation; Frost heat conduction; Frost density; Heat and mass transfer.

## References

1. **Napalkov, G.N.** (1983). Heat and mass transfer in conditions of frost formation [Teplomassoperenos v usloviyah ineeobrazovaniya]. Mashinostroenie, Moscow, 189 p. (in Russian)
2. **Lotz, H.** (1971) Wärmeund Stoffaustausch-vorgänge in bereifenden Lamellenrippen-Luftkühlern in Zusammenhang mit deren Betriebsverhalten. *Kältetechnik-Klimatisierung*, No 23, pp. 208–217
3. **Babakin, B.S., Erkin, M.A.** (1987) Intensification of cooling heat exchange equipment in conditions of frost formation [Intensifikatsiya raboty priborov ohlazhdeniya pri ineeobrazovanii]: AgroNIIT-EIMMP. 28 p. (in Russian)
4. **Prins, L.** (1956) Wärme- und Stoffübertragung in einem querangeströmten, bereifenden Lüftkühler. *Kältetechnik*, Bd, 8, Heft 6, pp. 160-164.
5. **Abdul Shakur Han** (1988) Frost formation and heat and mass transfer in channels of welded air cooler [Ineeobrazovaniya i teplomassoobmen v profilnykh kanalah prokatno-svarnykh vozduhoohladiately. dis. kand. tehn. nauk] Odessa. 234 p.
6. **Yonko, J.D., Sepsy, C.F.** (1967) An Investigation of the Thermal Conductivity of Frost while Forming on a Flat Horizontal Plate, *ASHRAE Transactions*, Vol. 73, No. 2, pp. 1.1-1.11.
7. **O'Neal, D.L., Tree, D.R.** (1985) A review of frost formation in simple geometries, *ASHRAE Trans.*, Vol. 91. – P. 267-281.
8. **Van Dusen, M.S.** (1929) International Critical Tables 5, McGraw-Hill Book Co., 216 p.
9. **Ostin, R., Anderson, S.** (1991) Frost growth parameters in a forced air stream, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 34 (4/5), – P. 1009-1017. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(91\)90012-4](https://doi.org/10.1016/0017-9310(91)90012-4)
10. **Sturm M., Holmgren J., König M., Morris, K.** (1997) The thermal conductivity of seasonal snow, 1. Glaciology, Vol. 43, pp. 26-41. <https://doi.org/10.1017/s0022143000002781>
11. **Lee, K.S., Kim, W.S., Lee, T.H.** (1997). A one dimensional model for frost formation on a cold flat surface. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 40(18), – P. 4359–4365. [https://doi.org/10.1016/s0017-9310\(97\)00074-4](https://doi.org/10.1016/s0017-9310(97)00074-4)
12. **Kandula, M.** (2011) Frost Growth and densification in laminar flow over flat surfaces. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 54(15), – P. 3719–3731. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.02.056>
13. **Kandula, M.** (2011) Correlation of Water Frost Porosity in Laminar Flow over Flat Surfaces (Running Head: Water Frost Porosity in Laminar Flow). ASRC Aerospace, John F. Kennedy Space Center, FL, USA. pp. 79-87 <https://doi.org/10.1615/specialtopicsrevporousmedia.v3.i1.70>
14. **Kandula, M.** (2010) On the Effective Thermal Conductivity of Frost Considering Mass Diffusion and Eddy Convection. ASRC Aerospace, John F. Kennedy Space Center, FL, USA. pp. 321-336 <https://doi.org/10.1615/specialtopicsrevporousmedia.v1.i4.40>
15. **Hosoda, T. Uzuhashi, H.** (1967) Effects of frost on the heat transfer coefficient, *Hitachi Review*, Vol. 16, No.6, pp. 254-259.
16. **Yang, D.K., Lee, K.S.** (2004) Dimensionless correlations of frost properties on a cold plate, *Int. J. Refrig.* No 27. pp. 89-96. [https://doi.org/10.1016/s0140-7007\(03\)00118-x](https://doi.org/10.1016/s0140-7007(03)00118-x)
17. **Hayashi, Y., Aoki, A., Adachi, S., and Hori, K.** (1977) Study of frost properties correlating with frost formation types, *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 239-245. <https://doi.org/10.1115/1.3450675>
18. **Hermes, C.J.L., Piucco, R., Barbosa, J.R.** (2009). A study of frost growth and densification on flat surfaces. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 33, pp. 371-379. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2008.10.006>
19. **Wang, W., Guo, Q.C., Lu, W.P., Feng, Y.C.** (2012). A generalized simple model for predicting frost growth on cold flat plate. *Int. J. Refrig.* No 35. pp. 475-486. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.10.011>
20. **Lomakin, V.N., Chepurnoy, M.N.** (1989) Issledovanie teplofizicheskikh svoystv namorazhi-vaemogo ineya. "Holodilnaya tehnika" №11, P. 32-35.
21. **Lagutin, A.E., Kozachenko, I.S., Zheliba, Yu.A.** (2017). Modeling of Frost Formation on Fin-and-Tube Surface of Air Cooler. Problemy regionalnoy energetiki. №2(34). pp. 64-71. (in Russian)
22. **Bakulin, O.S.**, (2000) Dynamic of frost formation on air coolers of milk storage cold chambers [Dinamika formuvannya ineyu v povitrooholodzhuvachah kamer zberigannya molochnoi produktsii dis. kand. tehn. nauk]. Odessa. 253 p. (in Russian)

Received 12 July 2017

Approved 08 September 2017

Available in Internet 30 October 2017

УДК: 621.515

## Разработка алгоритмов управления процессами охлаждения продуктов в туннельных камерах

С. М. Дубна, А. А. Гурский, А. Е. Гончаренко, Н. А. Пантелюк

Учебно-научный институт механики, автоматизации и робототехники им. П.Н. Платонова Одесской национальной академии пищевых технологий, 65039, ул. Канатная, 112, г. Одесса, Украина

*В статье рассматриваются системы управления процессами охлаждения продуктов в туннельных камерах. Представляется разработанная лабораторная холодильная установка с туннельной камерой как физическая модель для экспериментальных исследований рассматриваемых систем управления. Реализуются модели систем управления в среде MATLAB\Simulink. Представляются законы управления различных систем. Выполняется сравнительный анализ результатов моделирования систем управления для дальнейшей проверки принципиальной пригодности их на базе лабораторной холодильной установки. В заключительной части работы делается вывод об актуальности применения системы управления, функционирующей по принципу согласованного регулирования и координирующего управления.*

**Ключевые слова:** Туннельная камера; Холодильная установка; Согласованное регулирование; Координирующее управление; Энергоэффективность; Динамическая точность

## Розробка алгоритмів управління процесами охолодження продуктів у тунельних камерах

С.М. Дубна, О.О. Гурський, О.Є. Гончаренко, М.О. Пантелюк

Навчально-науковий інститут механіки, автоматизації і робототехніки ім. П.М. Платонова Одеської національної академії харчових технологій, 65039, вул. Канатна, 112, м. Одеса, Україна

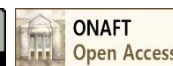
*У статті розглядаються системи управління процесами охолодження продуктів у тунельних камерах. Надається розроблена лабораторна холодильна установка з тунельною камерою як фізична модель для експериментальних досліджень розглянутих систем управління. Реалізуються моделі систем управління в середовищі MATLAB\Simulink. Виконується порівняльний аналіз результатів моделювання систем управління для подальшої перевірки принципової придатності їх на базі лабораторної холодильної установки. Надаються закони управління різноманітних систем. У заключній частині роботи робиться висновок про актуальність застосування системи управління, функціонуючої за принципом погодженого регулювання і координуючого управління.*

**Ключові слова:** Тунельна камера; Холодильна установка; Погоджене регулювання; Координуюче управління; Енергоефективність; Динамічна точність

© The Author(s) 2017. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



### 1. Введение

Холодильные туннели или туннельные камеры имеют широкое применение там, где необходимо получить качественный продукт при правильном охлаждении. Качество охлаждения продукта обеспечивается высокой точностью поддержания температуры независимо от возмущающих факторов. При этом повышение точности поддержания температуры играет важное значение как при охлаждении определенных продуктов, так и при обеспечении энергоэффективного функционирования холодильной установки.

Очевидно, что точность поддержания температуры осуществляется посредством регулирования производительности холодильного компрессора, однако следует учесть еще множество различных факторов. Один из таких факторов – это температура продукта на входе в камеру, скорость движения транспортной ленты или сетки в туннельной камере и соответствующая скорость поступления продукта в камеру, а также одни из важных факторов – это производительность нагнетателей холодного воздуха в туннельную камеру. В данном случае можно выделить различные управляющие воздействия, например, по скорости движения ленты транспортера и загрузки

продукта, а также по производительности нагнетателей воздуха.

Применение различных управляющих воздействий для обеспечения точности поддержания температуры дает возможность рассмотреть различные структурные схемы САУ, однако для выделения наиболее удачного варианта схемы САУ требуется проведение различных экспериментов и сравнительных анализов функционирования установки.

Один из действенных методов повышения динамической точности САУ связан с обеспечением инвариантности некоторых переменных в системе или с обеспечением динамической развязки (автономности) каналов регулирования. Однако, как отмечалось в некоторых работах, системы, построенные на принципах автономности, не всегда могут показать желаемые результаты. Например, «системы управления живыми организмами, которые совершенствовались в течение целых геологических эпох, построены не на принципе автономности, а, наоборот, на принципе исключительно тесного взаимодействия, что обеспечивает высокие динамические качества» [1, 2].

При особой важности поддержания температуры с определенной точностью актуально рассмотреть принцип согласованного регулирования или координирующего управления, для обеспечения согласованного изменения скорости движения транспортной ленты и производительности нагнетателей холодного воздуха в камеру при процессе регулирования температуры [3, 4].

Таким образом, в настоящей работе рассматриваются модели различных систем управления, в том числе модель системы, отражающей принцип согласованного регулирования, для дальнейшего применения этих систем на базе

имеющейся физической модели – холодильной лабораторной установки с туннельной камерой

### Цель и задача настоящей работы

Целью работы является повышение динамической точности САУ и энергоэффективности функционирования холодильных установок с туннельными камерами.

Для достижения поставленной цели необходимо реализовать синтез различных систем управления процессами охлаждения продуктов в туннельных камерах, а также проверить принципиальную пригодность данных синтезированных систем управления на базе холодильной лабораторной установки с туннельной камерой.

## 2. Основная часть

### Технологические особенности разработанной лабораторной установки

Лабораторная холодильная установка, общий вид которой представлен на рисунке 1, разработана в лаборатории учебно-научного комплекса «Автоматизация холодильных процессов» кафедры АТП и РС ОНАПТ, и предназначена для исследования энергоэффективных систем управления процессами охлаждения. Данная установка, по сути, является физической моделью установки с туннельной морозильной камерой, предназначенной для замораживания полуфабрикатов, мелкостручного или измельченного плодовоовощного сырья, субпродуктов, мяса, рыбы и т.д. В лабораторной установке в качестве охлаждаемого сырья выступает вода, которая подается в стаканы при прохождении их на транспортере через инфракрасный барьер.

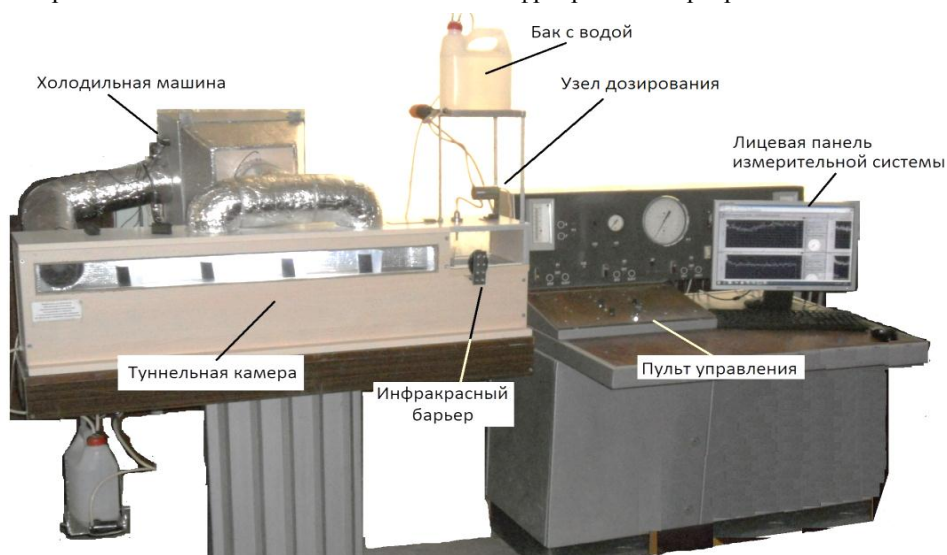


Рисунок 1 – Общий вид лабораторной холодильной установки с туннельной камерой

Измерительная система, реализованная на базе среды *LabVIEW*, отражает временные диаграммы изменения температур, полученных от 6-ти датчиков, установленных в различных точках холодильной установки. Управление установкой реализуется в ручном режиме, а также лабораторная установка реализуется под автоматическим управлением среды

*LabVIEW*, в которой были отработаны различные алгоритмы управления. При этом связь с объектом, как показано на структурно-технологической схеме (рисунок 2), реализуется на базе микроконтроллера, соединенного с компьютером по USB, и модуля управления моторами *Motor Driver L298N*.

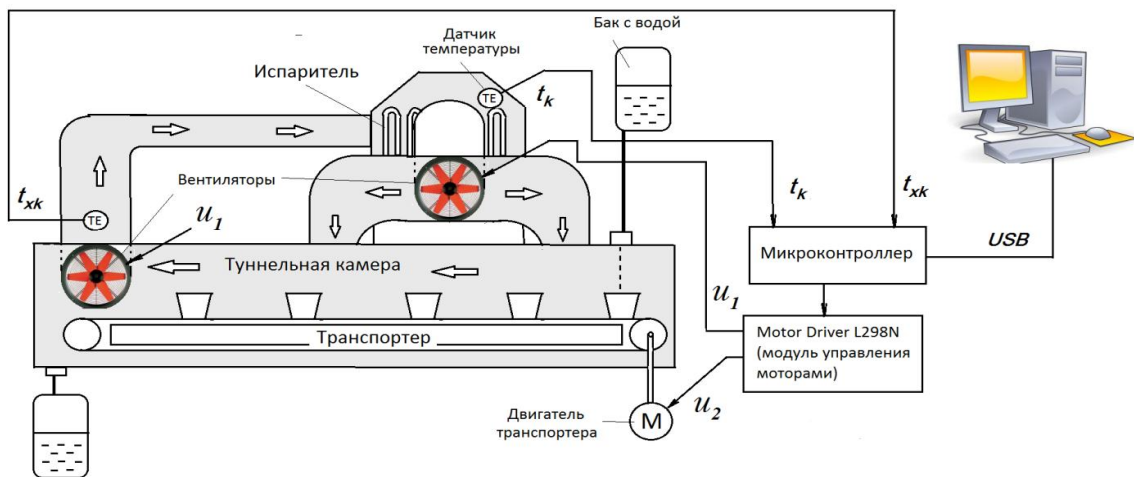


Рисунок 2 – Структурно-технологическая схема лабораторной холодильной установки с туннельной камерой

### Синтез систем автоматического регулирования

Для синтеза систем автоматического управления были проведены активные эксперименты для определения динамической модели лабораторной установки. В результате идентификации динамических и статических параметров модели было установлено, что уравнения динамики объекта можно записать в следующем виде:

$$t_k(p) = W_{11}(p) \cdot u_1(p) + W_{12}(p) \cdot u_2(p) + t_{k0}$$

$$t_{xk}(p) = W_{21}(p) \cdot u_1(p) + W_{22}(p) \cdot u_2(p) + t_{xk0},$$

где  $t_k$  – значение температуры на испарителе;  $t_{xk}$  – значение температуры в конце туннельной камеры  $t_{k0} = -10^\circ\text{C}$ ;  $t_{xk0} = -4^\circ\text{C}$  – значение температур на испарителе и в конце туннельной камеры при выключенных вентиляторах и без подачи в камеру охлаждаемого продукта;

$W_{11}(p)$ ,  $W_{12}(p)$ ,  $W_{21}(p)$ ,  $W_{22}(p)$  – передаточные функции по соответствующим каналам регулирования.

В процессе идентификации были определены следующие передаточные функции:

$$W_{11}(p) = \frac{0,02 \cdot \exp(-3p)}{(15 \cdot p + 1)^2};$$

$$W_{12}(p) = \frac{0,02 \cdot \exp(-6p)}{(90 \cdot p + 1)^2};$$

$$W_{21}(p) = \frac{0,04 \cdot \exp(-7p)}{(10 \cdot p + 1) \cdot (110 \cdot p + 1)};$$

$$W_{22}(p) = \frac{0,07 \cdot \exp(-7p)}{(90 \cdot p + 1)^2}.$$

Таким образом, в настоящем случае представлен объект достаточно распространенного вида – линейный многоканальный объект, число выходных переменных которого равно числу управляющих воздействий.

При необходимости стабилизации температуры на испарителе, соответствующей температуре кипения, и температуры в конце туннельной камеры, реализуется

типичая САУ, в структуру которой включены стандартные ПИ-регуляторы. Законы функционирования таких регуляторов имеют вид:

$$u_1(p) = W_{PI}(p) \cdot e_1(p);$$

$$e_1(p) = t_{kz} - t_k(p);$$

$$p = d/dt;$$

$$u_2(p) = W_{PI}(p) \cdot e_2(p);$$

$$e_2(p) = t_{xkz} - t_{xk}(p)$$

где  $W_{PI}(p) = k_1 + k_2/p$ ;  $k_1$  и  $k_2$  – коэффициенты настройки;  $t_{kz}$ ,  $t_{xkz}$  – заданные значения температуры на испарителе и температуры в конце туннельной камеры.

В процессе моделирования систем были рассмотрены различные пути повышения динамической точности САУ и улучшения качества регулирования. Один из распространенных вариантов улучшения качества регулирования реализуется за счет обеспечения автономности контуров регулирования или динамической развязки каналов регулирования. В данном случае закон управления будет иметь следующий вид:

$$u_1(p) = W_{PI1}(p) \cdot e_1(p) + W_{k1}(p) \cdot u_2(p)$$

$$u_2(p) = W_{PI2}(p) \cdot e_2(p) + W_{k2}(p) \cdot u_1(p),$$

где  $W_{k1}(p)$ ,  $W_{k2}(p)$  – передаточные функции звеньев в перекрестных связях, обеспечивающих динамическую развязку каналов регулирования.

Очевидно, что не ожидается явное улучшение качества регулирования при включении корректирующих звеньев с передаточными функциями  $W_{k1}(p)$ ,  $W_{k2}(p)$  так как канал регулирования  $u_1 - t_k$  существенно менее инерционный, чем перекрестный канал  $u_2 - t_{xk}$ . Однако во многих случаях достижение автономности каналов регулирования позволяет улучшить динамическую точность САУ.

Совершенно противоположным направлением автономности контуров регулирования является оптимальная динамическая связность каналов регулирования. В данном случае цель управления

может быть представлена в виде уравнений, связывающих значения выходных величин объекта:  $Y_i(x_1 \dots x_n) = 0$ , где  $x_n$  – выходная переменная объекта управления. При этом реализуется согласование переходных процессов в динамической системе. Структурная схема модели системы согласованного регулирования представлена на рисунке 3 средствами среды MATLAB\Simulink.

Закон управления при согласовании переходных процессов двухуровневый, имеет следующий вид:

$$u = \bar{u}_p + \bar{u}_q$$

где 
$$\bar{u}_q = \begin{bmatrix} \langle 1 \rangle u_1 \\ \langle 2 \rangle u_2 \end{bmatrix} = \psi(p) \cdot \begin{bmatrix} k_1 \cdot (1 + k_{11}/p) \\ k_2 \cdot (1 + k_{21}/p) \end{bmatrix};$$

$$\bar{u}_p = \begin{bmatrix} 0 \\ \langle 2 \rangle u_2 \end{bmatrix} = e_2(p) \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ k_3 \cdot (1 + k_{31}/p) \end{bmatrix}; \quad p = d/dt;$$

$$\psi(p) = A^T \cdot X - b;$$

$A^T = [3 \quad -1]$  – вектор коэффициентов соотношения;

$X = [t_{xk} \quad t_k]^T$  – вектор регулируемых переменных;  $k_1, k_2, k_3, k_{11}, k_{21}, k_{31}$  – параметры настройки.

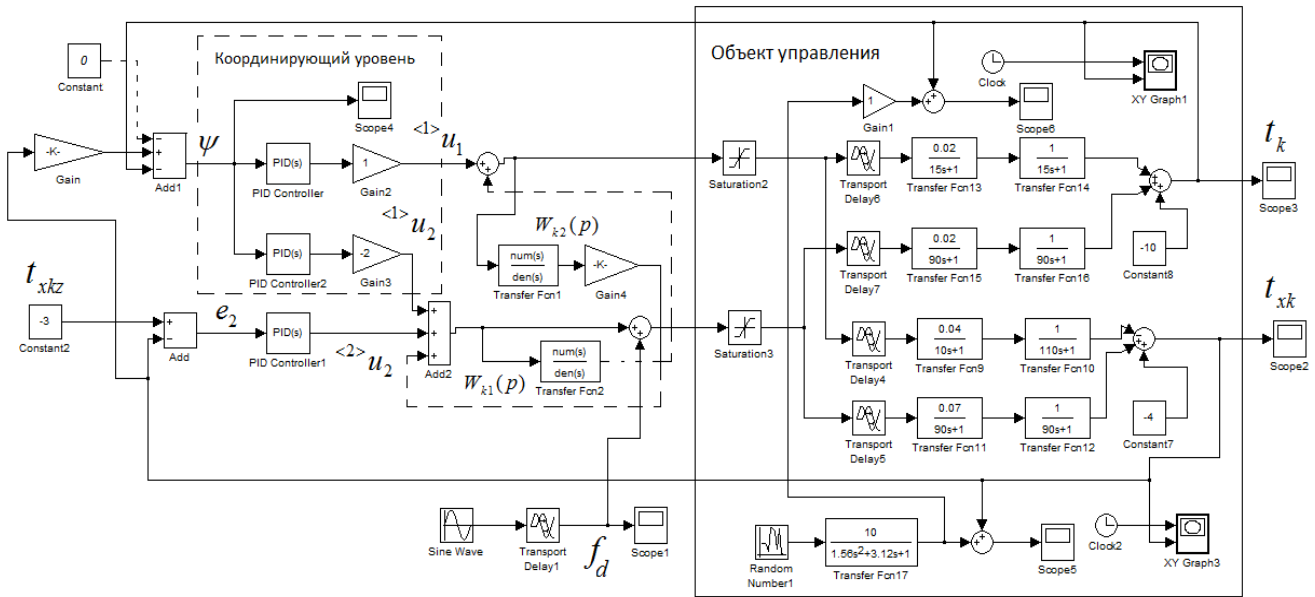


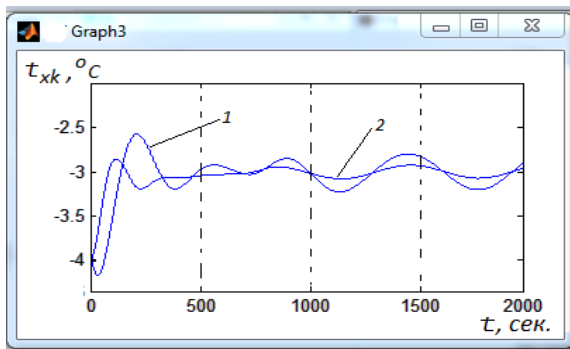
Рисунок 3 – Структурная схема модели САУ установки с туннельной камерой

При этом 1-й уровень ( $\bar{u}_q$ ) связан с регулированием соотношения выходных переменных, а 2-й уровень ( $\bar{u}_p$ ) – со стабилизацией выходных переменных на заданных значениях.

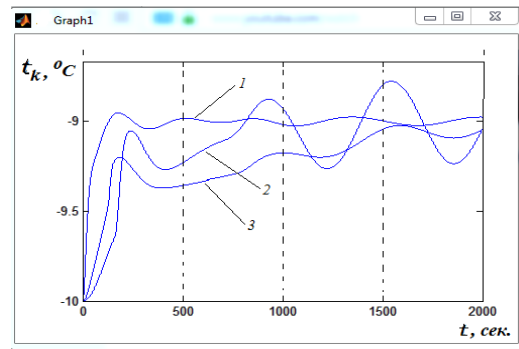
**Анализ результатов моделирования**

В результате моделирования были получены переходные процессы по температуре на испарителе и по температуре в конце туннельной камеры при различных САУ. Из графиков переходных процессов, представленных на рисунках 4 – 6, видно, что

автономность контуров регулирования не приводит к существенному улучшению качества регулирования, однако совершенно иной результат получен, когда в системе управления регулируемые температуры были связаны соотношением. Как видно из рисунка 4, существенно уменьшилось перерегулирование и максимальное динамическое отклонение по температуре в конце туннельной камеры при согласованном регулировании, в отличие от типовой САУ, хотя параметры настройки регуляторов температур не менялись.

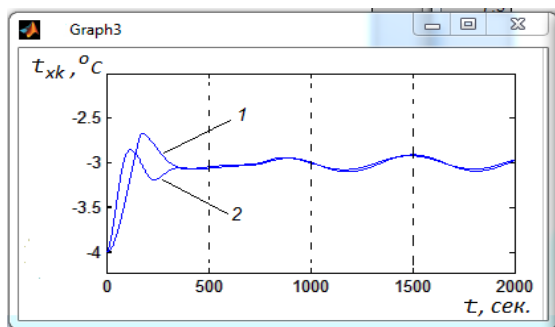


4а

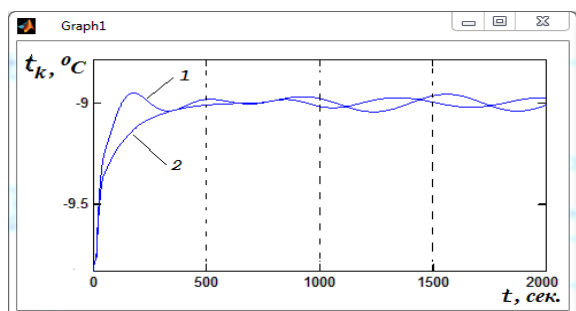


4б

Рисунок 4 – Переходные характеристики по температуре на испарителе (рисунок 4а) и по температуре в конце туннельной камеры (рисунок 4б), кривая 1 – изменение температуры во времени при типовой САУ без динамической развязки каналов регулирования; кривые 2 и 3 – изменение температур во времени при различных значениях параметров настройки координирующего уровня системы согласованного регулирования



**Рисунок 5** – Переходные характеристики по температуре в конце туннельной камеры при различных значениях параметров настройки координирующего уровня



**Рисунок 6** – Переходные характеристики по температуре на испарителе, кривая 1 – при типовой САУ; кривая 2 – при САУ с автономными контурами регулирования

### 3. Выводы

Проведенный сравнительный анализ различных САУ процессами охлаждения продуктов в туннельных камерах показал существенное положительное изменение качества регулирования температуры при применении в системе принципов согласованного регулирования.

Разработанные модели САУ позволяют в дальнейшем реализовать соответствующие алгоритмы управления на базе имеющейся физической модели холодильной установки с туннельной камерой. Это дает возможность в дальнейшем провести определенные эксперименты в области повышения энергоэффективности функционирования холодильных установок.

### Литература

1. **Морозовский В.Т.** Многосвязные системы автоматического управления / В. Т. Морозовский. – М. : Энергия, 1970. – 288 с.
2. **Соболев О.С.** Методы исследования линейных многосвязных систем. – М. : Энергоатомиздат, 1985. – 120 с.
3. **Мирошник И.В.** Согласованное управление многоканальными системами / И. В. Мирошник. – Л. : Энергоатомиздат. 1990 – 128 с.
4. **Бойчук Л.М.** Синтез координирующих систем автоматического управления – М.: Изд-во «Энергоатомиздат», 1991. – 160 с.

Отримана в редакції 02.08.2017, прийнята до друку 08.09.2017

## Development of algorithms in control of the products cooling processes in the tunnel cameras

*S. M. Dubna, A. A. Gursky, A. E. Goncharenko, N. A. Panteleiq*

The P.N. Platonov institute of mechanics, automation and robotics. Odessa national academy of food technologies. 1/3 Dvoryanskaya str. Odessa, 65082, Ukraine

*The control systems of cooling processes of products in the tunnel chambers is considered in this article. The designed laboratory refrigeration system with the tunnel chamber as the physical model for experimental research of the control systems is presented in this paper. The laboratory refrigeration plant is controlled by means of the LabVIEW environment. We have used the microcontroller connected to the computer via USB and the motor control module. Models of control systems in the MATLAB \ Simulink environment are implemented. The laws of control of various systems are presented. The comparative analysis of control systems simulation results is carried out for further verification of their principal suitability on the basis of a laboratory refrigeration system. In the final part of the work, a conclusion is made about the relevance of management system application that operates on the principle of coordinated regulation and coordinating management.*

**Keywords:** Tunnel chamber; Refrigeration plant; Coordinating control; Energy efficiency

### Reference

1. **Morozovskii V.T.** (1970) *Mnogosvyaznie sistemi avtomaticheskogo upravleniya*. Moscow, Energia, 288 p.
2. **Sobolev O.S.** (1985) *Metodi issledovania lineinih mnogosvyaznih sistem*. Moscow, Energoatomizdat, 120 p.
3. **Miroshnik I.V.** (1990) *Soglasovannoe upravlenie*

*mnogokanalnimi sistemami*. Leningrad, Energoatomizdat, 128 p.

4. **Boichuk L.M.** (1991) *Sintez koordiniruyuschih sistem avtomaticheskogo upravleniya*. Moscow, Energoatomizdat, 160 p.

Received 02 August 2017  
Approved 08 September 2017  
Available in Internet 30 October 2017

УДК 546.217:621.59

## Автоматизированная система для определения теплофизических свойств технических веществ

**Е. С. Бодюл**

Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная, 112, г. Одесса, 65039, Украина

✉ e-mail: bodyulolena@ukr.net

*Разработана автоматизированная система ThermoPro 5 для расчета теплофизических свойств более 50 веществ. В автоматизированной системе в основном представлены современные уравнения состояния фундаментального типа, а также виртуальные уравнения состояния для высоких температур и давлений. В системе используется теоретическое уравнение состояния твердого вещества (метана, ксенона), построенное в рамках теории возмущения, где в качестве нулевого приближения выступает кристалл, состоящий из сферических молекул, а в качестве потенциала возмущения – октуполь-октупольное взаимодействие молекул. Система обеспечивает расчет более 30 свойств, среди которых плотность, энтальпия, энтропия, теплоемкости, скорость звука, вязкость, теплопроводность, изотермический дроссель-эффект, коэффициент объемного расширения, число Прандтля и др. Эти величины могут быть определены в однофазной и двухфазной областях и на линиях фазового равновесия при достаточно большом диапазоне температур и давлений для девяти комбинаций независимых переменных. Модули расчета свойств веществ, входящие в систему, можно использовать в программах, предназначенных для решения прикладных задач.*

**Ключевые слова:** Автоматизированная система – Программный модуль – Октуполь – октупольное взаимодействие – Теплофизические свойства – Технически важные вещества – Уравнение состояния.

## Автоматизована система для визначення теплофізичних властивостей технічних речовин

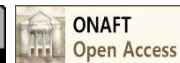
**О. С. Бодюл**

Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, м. Одеса, 65039, Україна

*Розроблена автоматизована система ThermoPro 5 для розрахунку теплофізичних властивостей більше 50 речовин. В автоматизованій системі в основному представлені сучасні рівняння стану фундаментального типу, а також віртуального рівняння стану для високих температур і тисків. В системі використовується теоретичне рівняння стану твердої речовини (метану, ксенону), побудоване в рамках теорії обурення, де в якості нульового наближення виступає кристал, що складається з сферичних молекул, а в якості потенціалу обурення – октуполь-октупольна взаємодія молекул. Система забезпечує розрахунок понад 30 властивостей, серед яких густина, ен-тальпія, ентропія, теплоємності, швидкість звуку, в'язкість, теплопровідність, ізотермічний дросель-ефект, коефіцієнт об'ємного розширення, число Прандтля та ін. Ці величини можуть бути визначені в однофазній і двофазній областях і на лініях фазового рівноваги при досить великому діапазоні температур і тисків для дев'яти комбінацій незалежних змінних. Модулі розрахунку властивостей речовин, що входять в систему, можна використовувати в програмах, призначених для вирішення прикладних завдань.*

**Ключові слова:** Автоматизована система – Програмний модуль – Октуполь-октупольна взаємодія – Теплофізичні властивості – Технічно важливі речовини – Рівняння стану.

© The Author(s) 2017. This article is an open access publication  
This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)  
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



### 1. Введение

При решении многих задач проектирования и эксплуатации энергетического оборудования необходимо знание теплофизических свойств веществ, используемых в качестве рабочих тел при функционировании аппаратов и машин, установок и систем. Для правильного представления происходящих процессов требуется

достоверное описание термодинамических, транспортных, акустических и других свойств веществ.

В последние годы появилось большое количество публикаций с уравнениями состояния веществ, в том числе перспективных в качестве холодильных агентов. В подавляющем большинстве случаев для уравнений состояния используется форма фундаментального уравнения состояния, выражающая энергии Гельмголь-

ца в зависимости от плотности и температуры. Такие уравнения можно разделить на два типа, соответствующие поставленным задачам, – технические и научные. Соответственно различаются и требования, предъявляемые к таким описаниям свойств.

Для определения теплофизических свойств веществ широко используются возможности вычислительной техники. В настоящее время создана новая версия автоматизированной системы «ThermoPro», при разработке которой была поставлена задача обеспечить пользователей данными о теплофизических свойствах более широкого спектра веществ, используя уравнения состояния научного типа.

В отличие от прежних версий [1, 2] новая версия системы должна определять для ряда веществ свойства на линиях отвердевания и плавления, а также рассчитывать свойства твердых тел. Так, например, в системе предусмотрен расчет термодинамических свойств метана с помощью теоретически обоснованного уравнения состояния твердого метана, построенного в рамках теории возмущений, где в качестве опорной выступает система сферических молекул, а октуполь-октупольное взаимодействие является возмущением. Также в системе предусмотрен расчет термодинамических свойств твердого ксенона.

## 2. Уравнения состояния, используемые в автоматизированной системе

В разработанной автоматизированной системе в основном представлены современные многопараметрические уравнения состояния. В большинстве случаев используется форма фундаментального уравнения состояния, выражающая энергию Гельмгольца в зависимости от плотности и температуры.

В настоящее время обычно рассматривают несколько категорий многопараметрических уравнений состояния. Особый интерес представляют так называемые «эталонные уравнения состояния» – справочные уравнения, предназначенные для использования как в технических, так и в научных стандартах для описания термодинамических свойств определенного вещества. Достигнутая точность определения свойств может быть различной в зависимости от доступных наборов экспериментальных данных и от используемых для разработки уравнений состояния методов.

Первая группа эталонных уравнений состояния представляют собой высокоточные уравнения состояния, описывающие термодинамические свойства веществ с исключительно качественными экспериментальными данными. Точность определения свойств по таким уравнениям соответствует точности, которая может быть достигнута при использовании самых современных экспериментальных установок для получения данных. Уравнения состояния первой группы могут использоваться для разнообразных научных и технических приложений, которые охватывают, например, потребности в калибровке, тесты физических моделей, испытания новых измерительных приборов и т. п.

Следует отметить, что получение надежных экспериментальных данных и разработка высокоточных уравнений состояния очень трудоемки. Поэтому на сегодняшний день уравнения состояния первой группы

доступны только для нескольких веществ. К ним относятся: азот [3], аргон [4], двуокись углерода [5], вода и водяной пар [6], метан [7], этилен [8].

Доступные сегодня вычислительные мощности компьютерной техники позволяют неограниченно использовать высокоточные уравнения состояния в повседневной работе. Типичными особенностями таких уравнений состояния первой группы является высокая точность в наиболее важных регионах для технических и научных потребностей, точное описание свойств в критической и окологкритической области, возможность выполнения экстраполяции.

Уравнения состояния второй группы также разработаны как уравнения высокого качества для определения термодинамических свойств ряда веществ, но из-за ограничений в отношении имеющихся экспериментальных данных или используемым методам получения уравнения они не удовлетворяют высоким требованиям, которые предъявляются к вышерассмотренным уравнениям состояния. Уравнения второй группы менее точны (примерно в 5-10 раз), чем уравнения первой группы, не используют специальные подходы для описания критической и расширенной критической области и не гарантируют хороших результатов при экстраполяции. Такие уравнения состояния достаточно точны для большинства технических приложений и для различных научных приложений, но когда требуются очень высокие точности, то их следует использовать с осторожностью.

В данной автоматизированной системе в основном представлены фундаментальные уравнения состояния первой и второй группы. Кроме того, для ряда веществ (аргон, ксенон, криптон, неон, азот, кислород, воздух, водород, водяной пар, монооксид углерода, оксид азота, фтор, шестифтористая сера) в системе используются вириальные уравнения состояния, предназначенные для области высоких температур (от 500 до 2500 К) и давлений [9].

Автоматизированная система позволяет рассчитывать термодинамические свойства 58 веществ, таких как: ацетон, азот, аммиак, аргон, бутан, вода и водяной пар, водород (нормальный), параводород, ортоводород, воздух, гелий-4, гексан, гептан, двуокись углерода, дейтерий, ортодейтерий, парадейтерий, декан, диметиловый эфир, изобутан, изогексан, изопентан, кислород, ксенон, криптон, метан, монооксид углерода, неон, неопентан, нонан, окись этилена, оксид азота, октан, пентан, пропан, сульфид водорода, фтор, шестифтористая сера, этан, этанол, этилен, R-116, R-1233zd(E), R-1234yf, R-1234ze(E), R-125, R-134a, R-143a, R-152a, R-161, R-218, R-227ea, R-23, R-245ca, R-245fa, R-32, R-365mfc, R-41.

Для расчета вязкости и теплопроводности используются аналитические зависимости этих свойств от температуры и плотности.

## 3. Характеристика автоматизированной системы

В настоящее время разработана новая версия автоматизированной системы ThermoPRO 5. В этой версии число веществ, для которых термодинамические свойства определяются по фундаментальным уравнениям состояния, увеличено до 58. В отличие от прежних вер-

сией новая версия системы позволяет определять для ряда веществ свойства на линиях отвердевания и плавления, а также рассчитывать свойства твердых тел.

Так, например, система позволяет рассчитать термодинамические свойства метана с помощью теоретически обоснованного уравнения состояния твердого метана, построенного в рамках теории возмущений, где в качестве опорной выступает система сферических молекул, а октуполь-октупольное взаимодействие является возмущением. Также в системе могут быть рассчитаны термодинамические свойства твердого ксенона.

Система ThermoPRO предоставляет возможность пользователю:

- выбрать из списка необходимое вещество для последующих расчетов;
- выбрать единицы измерения (мольные или удельные);
- указать число значащих цифр в выводимых результатах расчета;
- выбрать область термодинамической поверхности для вычислений (однофазная, двухфазная, на линиях насыщения, отвердевания);
- выбрать из общего числа рассчитываемых свойств необходимые для занесения в таблицу результатов;
- выбрать пару независимых переменных – исходных данных для расчета;
- выбрать тип расчетов (единичный расчет либо для определения значений на изотермах и изобарах расчет в редактируемом диапазоне значений с заданным шагом);
- сохранить результаты расчетов в виде текстового файла для последующего анализа и печати.

Программа позволяет получить полезную информацию о веществе, например, сведения о параметрах в критической точке, в тройной точке, нормальной температуре кипения, вириальных коэффициентах, параметрах потенциала, дипольном моменте, ацентрическом факторе Питцера и др.

Автоматизированная система ThermoPRO позволяет рассчитывать более 30 свойств, среди которых плотность, энтальпия, энтропия, теплоемкости, скорость звука, вязкость, теплопроводность, изотермический дроссель-эффект, коэффициент объемного расширения, число Прандтля и др.

Эти величины могут быть определены при одиннадцати заданных комбинациях независимых переменных (температура–давление, температура–степень сухости, давление–степень сухости, давление–энтальпия, давление–энтропия и др.), т.е. исходных данных для вычислений в однофазной, двухфазной областях и на кривых фазового равновесия.

Поскольку для пользователя данные о свойствах имеют ценность только при наличии информации о достоверности определяемых величин, в программе представлены оценки погрешностей свойств, например таких, как плотность в разных областях термодинамической поверхности, теплоемкости, скорость звука и др.

Пользователь имеет возможность получить более подробную информацию о веществе, физических константах, ссылку на литературные источники, из которых взяты уравнения состояния и уравнения для расчета транспортных свойств. Для каждого вещества приводятся рекомендованные интервалы значений температуры, плотности и давления, при которых справедливы уравнения.

Автоматизированная система ThermoPRO позволяет в указываемом диапазоне значений температуры или давления с выбранным шагом рассчитать и занести в таблицу значения некоторых свойств на линиях плавления. Пользователь также имеет возможность построить графики зависимостей давления и плотности от температуры на линиях плавления и отвердевания, зависимостей температуры от давления. Построенные графики имеется возможность сохранить для последующего использования, например в текстовых файлах.

На рисунке 1 представлен внешний вид диалоговых окон разработанного приложения.

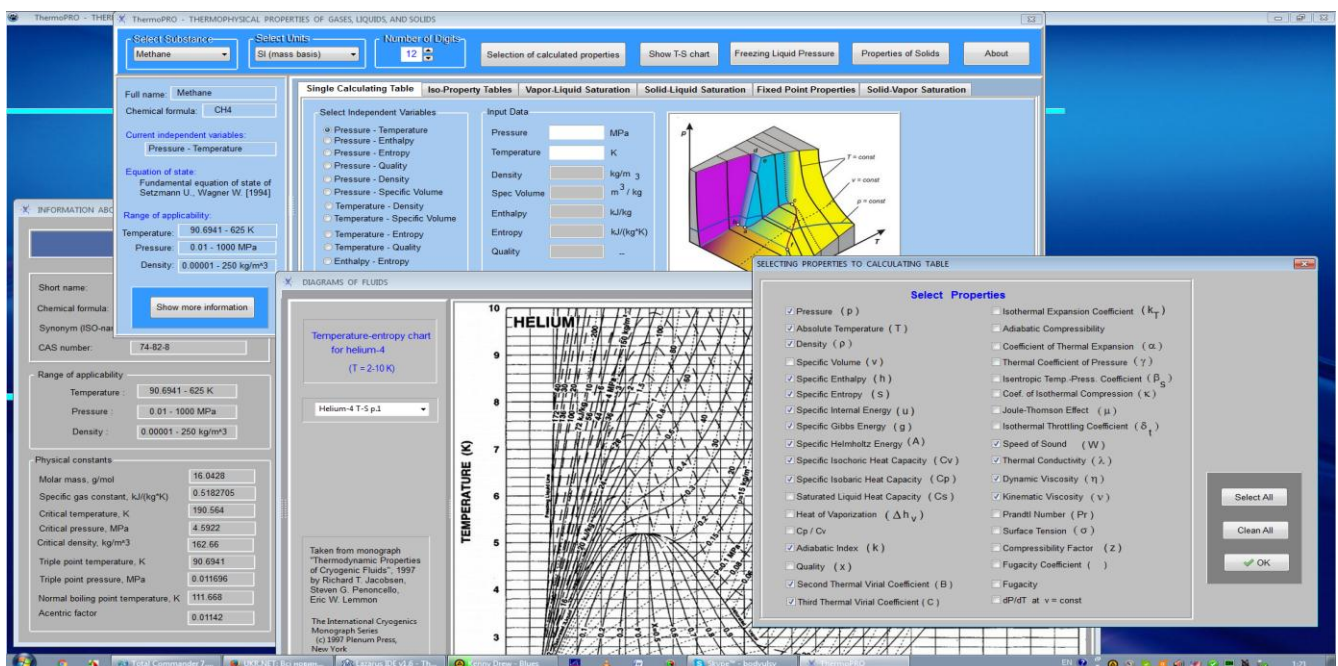


Рисунок 1 – Диалоговые окна автоматизированной системы ThermoPro 5

Система позволяет вывести на экран диаграммы температура-энтропия для рассматриваемых веществ. В системе используются диаграммы  $T$ - $S$  из монографии «Теплофизические свойства криогенных веществ», авторы Якобсен и др. (Национальный институт стандартов и технологий США) [10].

В автоматизированной системе используется теоретическое уравнение состояния твердого вещества, построенное в рамках теории возмущения, где в качестве нулевого приближения выступает кристалл, состоящий из сферических молекул, а в качестве потенциала возмущения – октуполь-октупольное взаимодействие молекул. Система позволяет рассчитывать свойства

твердого метана и ксенона, внешний вид диалогового окна с результатами расчетов представлен на рисунке 2/

Исходные тексты модулей написаны на языке программирования Free Pascal, а для создания самой системы использована открытая среда разработки программного обеспечения Lazarus 1.6. Преимуществом свободного программного обеспечения является его общедоступность и бесплатность. Поэтому выбор данной среды визуального программирования позволяет снять все проблемы нелегального использования лицензионного программного обеспечения. Интерфейс текущей версии автоматизированной системы – англоязычный.

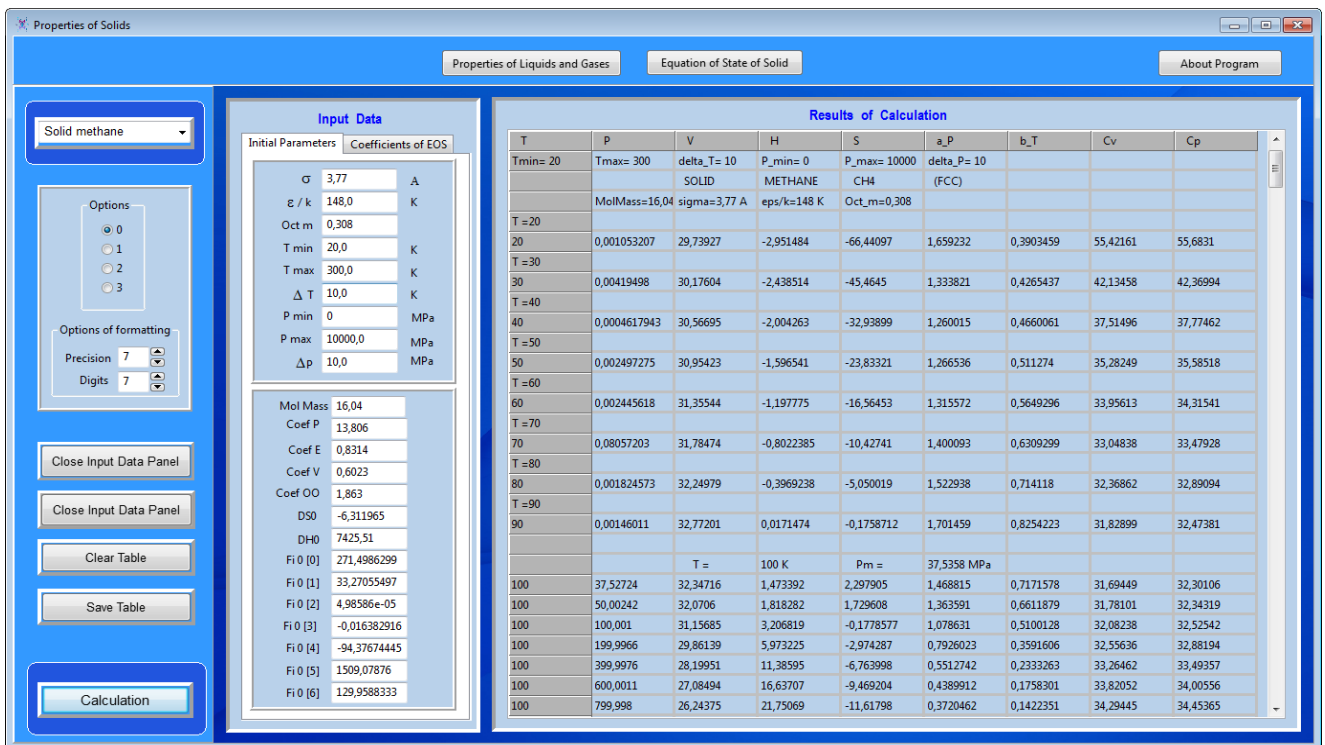


Рисунок 2 – Диалоговое окно с результатами расчетов термодинамических свойств твердого метана

Автоматизированная система предназначена для функционирования под управлением операционной системы Windows. Входящие в нее модули расчета свойств веществ автономны и универсальны. При необходимости они могут быть включены в прикладные программы, связанные с расчетами теплофизических свойств для различных отраслей науки и техники.

#### 4. Заключение

Разработаны программные модули для расчета теплофизических свойств ряда технически важных веществ, позволяющие использовать их в приложениях (прикладных программах) пользователей для многовариантных расчетов при решении технических и научных задач. Расширен перечень веществ, для которых разработанные модули используют большей частью современные высокоточные уравнения состояния. Включенные в систему уравнения с высокой точностью

описывают экспериментальные данные. Разработана новая версия автоматизированной системы ThermoPro 5, обеспечивающая пользователей данными о теплофизических свойствах 58 веществ. Автоматизированная система ThermoPRO 5 позволяет рассчитывать более 30 свойств. Новая версия системы позволяет определять для ряда веществ свойства на линиях отвердевания и плавления, а также рассчитывать свойства твердых тел. Система позволяет рассчитать термодинамические свойства метана с помощью теоретически обоснованного уравнения состояния твердого метана, построенного в рамках теории возмущений, где в качестве опорной выступает система сферических молекул, а октуполь-октупольное взаимодействие является возмущением. Также в системе могут быть рассчитаны термодинамические свойства твердого ксенона. Упрощенные версии программных модулей используются в учебном процессе.

## Література

1. Vasserman A.A., Slynko A.G., Bodyul S.V., Gondarenko Yu.V., Bodyul E.S. (2001). A Thermophysical Property Databank for Technically Important Gases and Liquids. *International Journal of Thermophysics*, 22(2), 477–485. DOI: <https://doi.org/10.1023/a:1010774831521>
2. Vasserman, A.A., Bodyul, S.V., Bodyul, E.S. (2004). The Automated System for Calculating Thermophysical Properties of Fluids and Thermal Processes of Cryogenic Plants. Proc. of Fifteenth Symposium on Thermophysical Properties. *International Journal of Thermophysics*, 25(2), 371–377. DOI: <https://doi.org/10.1023/b:ijot.0000028474.99046.60>
3. Span, R., Lemmon, E., Jacobsen, R., Wagner, W., Yokozeki, A. (2000). A Reference Equation of State for the Thermodynamic Properties of Nitrogen for Temperatures From 63.151 to 1000 K and Pressures to 2200 MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 29(6), 1361–1433. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.1349047>
4. Tegeler, Ch., Span, R., Wagner, W. (1999). A New Equation of State for Argon Covering the Fluid Region for Temperatures From the Melting Line to 700 K at Pressures up to 1000 MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 28(3), 779–850. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.556037>
5. Span, R., Wagner, W. (1996). A New Equation of State for Carbon Dioxide Covering the Fluid Region From the Triple-point Temperature to 1100 K at Pressures up to 800 MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 25(6), 1509–1596. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.555991>
6. Wagner, W., Pruss, A. (2002). The IAPWS Formulations 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 31(2), 387–535. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.1461829>
7. Setzmann, U., Wagner, W. (1991). A New Equation of State and Tables of Thermodynamic Properties for Methane Covering the Range From the Melting Line to 625 K at Pressures up to 1000 MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 20(6), 1061–1155. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.555898>
8. Smukala, J., Span, R., Wagner, W. (2000). New Equation of State for Ethylene Covering the Fluid Region for Temperatures From the Melting Line to 450 K at Pressures up to 300 MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 29(5), 1053–1121. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.1329318>
9. Теплофизические свойства технически важных газов при высоких температурах и давлениях: Справочник / В. Н. Зубарев, А. Д. Козлов, В. М. Кузнецов и др. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 232 с.
10. Jacobsen, R., Penoncello S., Lemmon E. (1997). Thermodynamic Properties of Cryogenic Fluids (The International Cryogenics Monograph Series), *Plenum Press, New York and London*, 312 p. DOI: <https://doi.org/10.1007/978-1-4899-1798-0>

Отримана в редакції 22.07.2017, прийнята до друку 08.09.2017

## Automated System for Determination of Thermophysical Properties of Technical Substances

E. S. Bodiul

Odesa National Academy of Food Technologies, 112, Kanatna str., Odesa, 65039, Ukraine

✉ e-mail: bodyulolena@ukr.net

*The automated system ThermoPro 5 for calculating the thermophysical properties of more than 50 substances was developed. The fundamental type modern equations of state are presented in the automated system as well as the virial equations of state for high temperatures and pressures. The system uses the theoretical equation of the solid substance (methane, xenon) state, constructed in the framework of perturbation theory, where as the zero approximation a crystal consisting of spherical molecules appears, and the octupole-octupole interaction of molecules as the perturbation potential. The system provides calculation of more than 30 properties, including density, enthalpy, entropy, heat capacity, sound velocity, viscosity, thermal conductivity, isothermal choke effect, coefficient of volumetric expansion, Prandtl number, etc. These values can be determined in single-phase and two-phase regions and on lines of phase equilibrium for a sufficiently large range of temperatures and pressures. for nine combinations of independent variables. The modules for calculating the properties of substances that are included into the system can be used in the programs intended for solving application problems.*

**Key words:** Automated system; Program module; Thermophysical properties; Technically important substances; Equation of state.

## References

1. Vasserman A.A., Slynko A.G., Bodyul S.V., Gondarenko Yu.V., Bodyul E.S. (2001). A Thermophysical Property Databank for Technically Important Gases and Liquids. *International Journal of Thermophysics*, 22(2), 477–485. DOI: <https://doi.org/10.1023/a:1010774831521>
2. Vasserman, A.A., Bodyul, S.V., Bodyul, E.S. (2004). The Automated System for Calculating Thermophysical Properties of Fluids and Thermal Processes of Cryogenic Plants. Proc. of Fifteenth Symposium on Thermophysical Properties. *International Journal of Thermophysics*, 25(2), 371–377. DOI: <https://doi.org/10.1023/b:ijot.0000028474.99046.60>

3. **Span, R., Lemmon, E., Jacobsen, R., Wagner, W., Yokozeki, A.** (2000). A Reference Equation of State for the Thermodynamic Properties of Nitrogen for Temperatures From 63.151 to 1000 K and Pressures to 2200 MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 29(6), 1361–1433. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.1349047>
4. **Tegeler, Ch., Span, R., Wagner, W.** (1999). A New Equation of State for Argon Covering the Fluid Region for Temperatures From the Melting Line to 700 K at Pressures up to 1000 MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 28(3), 779–850. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.556037>
5. **Span, R., Wagner, W.** (1996). A New Equation of State for Carbon Dioxide Covering the Fluid Region From the Triple-point Temperature to 1100 K at Pressures up to 800 MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 25(6), 1509–1596. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.555991>
6. **Wagner, W., Pruss, A.** (2002). The IAPWS Formulations 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 31(2), 387–535. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.1461829>
7. **Setzmann, U., Wagner, W.** (1991). A New Equation of State and Tables of Thermodynamic Properties for Methane Covering the Range From the Melting Line to 625 K at Pressures up to 1000 MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 20(6), 1061–1155. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.555898>
8. **Smukala, J., Span, R., Wagner, W.** (2000). New Equation of State for Ethylene Covering the Fluid Region for Temperatures From the Melting Line to 450 K at Pressures up to 300 MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 29(5), 1053–1121. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.1329318>
9. Теплофизические свойства технических важных газов при высоких температурах и давлениях: Справочник / В. Н. Зубарев, А. Д. Козлов, В. М. Кузнецов и др. М.: Энергоатомиздат, 1989. 232 с.
10. **Jacobsen, R., Penoncello S., Lemmon E.** (1997). Thermodynamic Properties of Cryogenic Fluids (The International Cryogenics Monograph Series), *Plenum Press, New York and London*, 312 p. DOI: <https://doi.org/10.1007/978-1-4899-1798-0>

---

Received 22 July 2017  
Approved 08 September 2017  
Available in Internet 30 October 2017

УДК 621.391

## Метод забезпечення структурної живучості інтелектуальної надбудови з децентралізованим принципом управління

Л. М. Зіменко

Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, Одеса, 65082, Україна

E-mail: zimenko.liliya@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0002-1866-83>

*В роботі представлений метод оцінки структурної живучості інтелектуальної надбудови з децентралізованим принципом управління при наданні інтелектуальних сервісів в мережах наступного покоління. Для оцінки структурної живучості інтелектуальної надбудови запропоновано використання середньозваженого значення верхньої та нижньої меж структурної живучості. Визначено спосіб розрахунку верхньої та нижньої меж структурної живучості та виконано приклад реалізації методу забезпечення структурної живучості для інтелектуальної надбудови з децентралізованим принципом управління при використанні спеціалізованих серверів.*

**Ключові слова:** структурна живучість; інтелектуальна надбудова; верхня межа живучості; нижня межа живучості; децентралізований принцип управління.

© The Author(s) 2017. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

### 1 Постановка задачі, аналіз останніх досліджень та публікацій

На сьогоднішній день досить розвинений спектр інтелектуальних сервісів (наприклад, універсальний номер, телеголосування, опитування населення та інші), управління якими здійснюється інтелектуальними надбудовами (ІН). Виходячи з необхідності надання інтелектуальних сервісів (ІС) з заданим рівнем якості, оцінка і забезпечення живучості ІН є актуальним завданням.

Живучість системи – здатність системи зберігати і відновлювати виконання основних функцій в заданому обсязі і протягом заданого часу в разі зміни структури системи і/або алгоритмів і умов її функціонування внаслідок несприятливих впливів [1].

Інтелектуальна надбудова – система пристроїв, що управляє інтелектуальними сервісами.

Інтелектуальний сервіс – сервіс телекомунікаційної мережі, при наданні якого відбувається зміна процесу обслуговування виклику в частині процедур маршрутизації або тарифікації.

Питанням забезпечення живучості систем різного призначення присвячений ряд робіт українських та російських авторів: Ю.І. Громова [1], А.Г. Додонова, Л.В. Ланде [2], Ю.І. Стекольнікова [3], Н.О. Князевої [4], [5] та інших.

### 2 Основний матеріал

В роботі [5] розглянуто систему надання ІС при застосуванні ІН з централізованим принципом управління. Але така система має деякі недоліки [6]:

1. Може виникнути проблема, пов'язана з обмеженими пропускнуною спроможністю мережі сигналізації і продуктивністю центрів управління ІС із зростанням

кількості запитів на ІС. Це може погіршити продуктивність мережі, що стане неприйнятним для користувачів або зробить неможливою підтримку централізованого режиму управління.

2. Існують такі ІС, які не передбачають затримки виконання.

Тому доцільно перейти до використання децентралізованого принципу управління (ДПУ), що дозволить зменшити затримку виконання ІС.

При застосуванні ДПУ для обслуговування заявок на ІС можуть використовуватись універсальні сервери для обслуговування усіх видів заявок, та спеціалізовані сервери – для обслуговування визначеного класу заявок.

Розглянемо випадок, у якому використовуються спеціалізовані сервери, кожен з яких обслуговує визначений клас заявок на ІС.

ІН з ДПУ, представлена на рисунку 1.

Обслуговування заявки на ІС відбувається наступним чином: заявка від програмного комутатора Softswitch поступає на сервер сервісів, який з ним безпосередньо пов'язаний. Якщо сервер вільний і обслуговує даний клас заявок, то він обслуговує заявку. Якщо даний сервер не обслуговує даний клас заявок на ІС, то заявка відправляється на той Softswitch, який пов'язаний із необхідним сервером.

Між програмними комутаторами Softswitch є рівноправні зв'язки, завдяки використанню яких утворюється множина шляхів (маршрутів) обслуговування заявки на ІС:  $M_{st} = \{\mu_{st}^k\}$ , де  $k = \overline{1, K}$   $K$  – кількість шляхів між пунктами  $s$  (користувач) і  $t$  (сервери сервісів).

Метою даної роботи є розробка методу забезпечення структурної живучості інтелектуальної надбудови з ДПУ, що реалізує потоковий підхід з використан-

ням показника структурної живучості, що визначається на основі нижньої і верхньої меж структурної живучості. Нижня і верхня межі структурної живучості визначаються на основі використання множини застосовуваних шляхів для обслуговування заявок на ІС (для верхньої межі) і множини розрізів, що формуються для визначеної множини шляхів (для нижньої межі) [4], [5]. Необхідне значення структурної живучості досягається введенням

структурної надлишковості (властивість живучості мають тільки надлишкові системи). Структурна надлишковість здійснюється з використанням оптимізаційної процедури резервування тих гілок, що утворюють множини шляхів, організованих для обслуговування заявок на надання ІС, які надходять в мережу, і тих розрізів, які поділяють множини шляхів, вибір яких визначається на основі максимізації ефективності кожного етапу резервування.

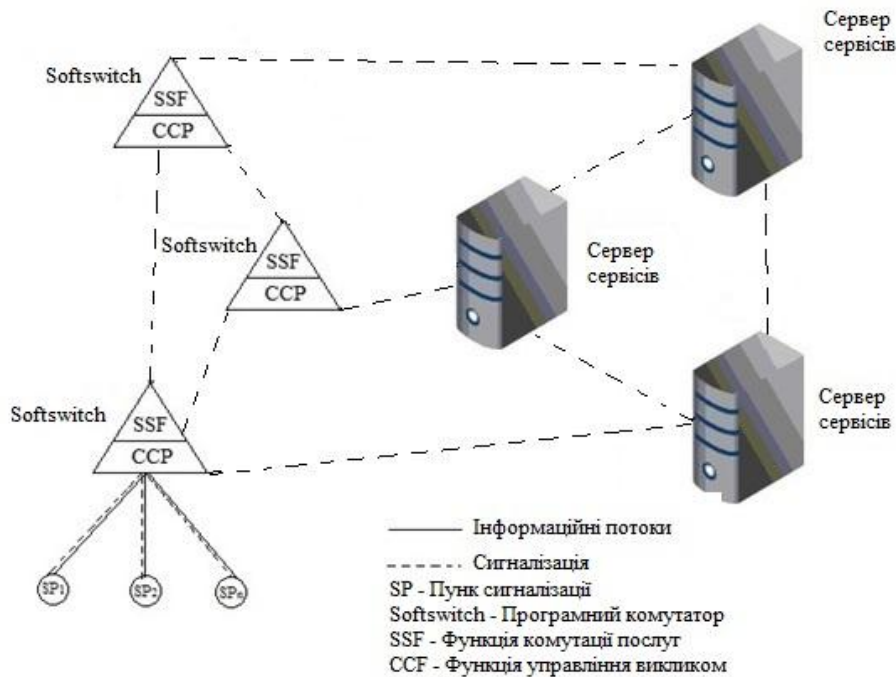


Рисунок 1 – Інтелектуальна надбудова з децентралізованою архітектурою

Потоковий похід дозволяє [2], [3]:

- обґрунтувати вимоги до структури ІН з урахуванням заданого рівня показника структурної живучості;

- вибрати кращий за показником структурної живучості проект системи з розглянутих альтернатив;

- забезпечити показникам структурної живучості максимальне значення в деякій області допустимих значень.

На основі роботи [5] в якості показника структурної живучості ІН використаємо середньозважене значення нижньої і верхньої меж структурної живучості –  $P_{IH}$ .

При визначенні верхньої межі структурної живучості ( $P_{ВМСЖ}$ ) на основі множини шляхів, які використані для обслуговування заявок на ІС, приймається, що шляхи є незалежними, утворюють паралельну структуру. Нижня межа структурної живучості ( $P_{НМСЖ}$ ), що визначається на основі множини розрізів, які поділяють множини шляхів, що використовуються для обслуговування заявок на ІС, приймається, що всі розрізи утворюють послідовну структуру. Показник  $P_{IH}$  визначається відповідно до виразу (1):

$$P_{IH} = \frac{P_{ВМСЖ} w_{ВМСЖ} + P_{НМСЖ} w_{НМСЖ}}{w_{ВМСЖ} + w_{НМСЖ}}, \quad (1)$$

де  $w_{ВМСЖ}$  і  $w_{НМСЖ}$  – вагові коефіцієнти, що визначають важливість показників  $P_{ВМСЖ}$  і  $P_{НМСЖ}$  відповідно.

Значення коефіцієнтів  $w_{ВМСЖ}$  і  $w_{НМСЖ}$  доцільно визначити на основі експертних оцінок.

Показник  $P_{IH}$  відповідає наступним основним вимогам [3]:

а) за смисловим змістом  $P_{IH}$  визначається на основі потокового підходу, який використовується для вирішення завдань синтезу живучих систем, оцінки, забезпечення і підвищення живучості систем;

б) досить високий рівень системності досліджень забезпечується врахуванням множини шляхів, організованих для обслуговування заявок на ІС, що надходять в мережу, і множини розрізів, які поділяють ці шляхи;

в) показник  $P_{IH}$  має високу ступінь формалізації, що дозволяє виконати його розрахунок і провести дослідження його змін при зміні ситуації в ІН;

г) розрахунок  $P_{IH}$  здійснюється на основі врахування вимог на надання ІС, що надійшли в ІН, і можливостей по їх обслуговуванню, що дозволяє забезпечити чутливість показника до будь-яких маніпуляцій на рівні характеристик ІН.

Крім того, даний показник повністю відповідає критеріям розробки живучих систем – придатності ( $P_{IH}$  визначається на основі потокового підходу), порівняльної оцінки (визначення досягнення показником необхідного значення здійснюється на основі врахування існуючих обмежень) і оптимальності (необхідне значення  $P_{IH}$  досягається в процесі оптимізації (максимізації) його значення).

Визначення показника структурної живучості  $P_{IH}$  відбувається так.

1. Визначається верхня межа структурної живучості за формулою (2) – ймовірність неураження хоча б одного  $k$ -го шляху  $\mu_{st}^k$  множини шляхів  $M_{st}$  обслуговування заявки на ІС:

$$P_{ВМСЖ} = 1 - \prod_{\mu_{st}^k \in M_{st}} (1 - \prod_{\beta_{xy} \in \mu_{st}^k} p_{xy}), \quad (2)$$

де  $\beta_{xy}$  – ділянка шляху  $\mu_{st}^k$  ( $k = \overline{1, K}$ ,  $K$  – кількість шляхів, множини  $M_{st}$ );  $p_{xy}$  – ймовірність неураження ділянки  $\beta_{xy}$ , що належить шляху  $\mu_{st}^k$

Визначається нижня межа структурної живучості за формулою (3) – ймовірність неураження множини розрізів  $\delta_{st}^l$ , які розділяють множину шляхів  $M_{st}$  обслуговування заявки на ІС:

$$P_{НМСЖ} = \prod_{\delta_{st}^l \in \delta_{st}} (1 - \prod_{\beta_{xy} \in \delta_{st}^l} (1 - p_{xy})), \quad (3)$$

де  $\beta_{xy}$  – ділянка розрізу  $\delta_{st}^l$  ( $l = \overline{1, L}$ ,  $L$  – кількість розрізів, які поділяють множину шляхів  $M_{st}$ ).

Метод забезпечення структурної живучості ІН представлений наступними кроками.

1. Визначення, чи досягнуто необхідний рівень структурної живучості ІН.

Показник структурної живучості ІН  $P_{IH}$ , отриманий після розрахунків за формулою (1), порівнюється з необхідним значенням структурної живучості  $P_{НЕОБХ}$ :

$$P_{IH} \geq P_{НЕОБХ}, \quad (4)$$

де  $P_{IH}$  – показник структурної живучості ІН;

$P_{НЕОБХ}$  – необхідний показник структурної живучості ІН.

При досягненні необхідного значення показника структурної живучості  $P_{НЕОБХ}$ , система надання ІС буде задовольняти заданій вимозі (4). При невиконанні умови (4) слід перейти до процедури забезпечення необхідного значення структурної живучості  $P_{НЕОБХ}$ .

2. Забезпечення структурної живучості ІН.

Завдання забезпечення структурної живучості ІН у даній роботі формується як задача лінійного програмування, в результаті вирішення якої формується оптимальна структура резерву ділянок шляхів (розрізів), а

саме: мінімізувати значення цільової функції (5) при виконанні обмеження (4):

$$C_{СИС} = \sum_{i=1}^n c_i m_i \rightarrow \min, \quad (5)$$

де  $C_{СИС}$  – вартість системи резервних елементів;

$i$  – номер ділянки в системі;

$n$  – кількість ділянок в системі;

$c_i$  – вартість  $i$ -ої резервної ділянки системи;

$m_i$  – кратність резервування  $i$ -ої ділянки системи.

Розв'язання представленої оптимізаційної задачі зводиться до знаходження вектору оптимальної структури резерву  $M(m_1, m_2, \dots, m_n)$ , який забезпечує мінімум функції (5) при обмеженні (4).

3. Формування оптимальної системи резервування ділянок ІН.

Оптимальна система резервування створюється наступним чином. Система складається з  $n$  ділянок мережі та в жодній з ділянок немає резервних елементів. На першому етапі процесу знаходиться така ділянка, яка дає найбільший «питомий» виграв в прирості показника структурної живучості системи в цілому при додаванні одного резервного елемента до неї. Ефективність резервування ділянки оцінюється на основі формули (6), що використовується до розрахунку для кожної  $i$ -ої ділянки при збільшенні кратності її резервування на одиницю [4]:

$$\gamma(m_i + 1) = \frac{p_i(m_i + 1) - p_i m_i}{c_i \cdot p_i(m_i)}, \quad (6)$$

де  $p_i(m_i + 1)$ ,  $p_i(m_i)$  – значення показника ймовірності неураження  $i$ -ої ділянки при кратності резервування  $(m_i + 1)$  та  $m_i$ , відповідно.

Враховуючи вплив процесу резервування на зміну значень  $P_{ВМСЖ}$  і  $P_{НМСЖ}$ , який здійснюється відповідно розрахункам за виразом (6) ( $\gamma_{ВМСЖ}(m_i + 1)$  – розраховується для множин шляхів,  $\gamma_{НМСЖ}(m_i + 1)$  – розраховується для множини розрізів), визначається можливість резервування кожної ділянки. В результаті для кожної  $i$ -ої ділянки формується середньозважене значення  $\gamma_{срзв}$  (7), максимальне значення якого серед усіх отриманих середньозважених величин для всіх ділянок визначає номер ділянки для збільшення на одиницю його резерву на цьому етапі:

$$\gamma_{срзв} = \frac{w_{ВМСЖ} \gamma_{ВМСЖ} + w_{НМСЖ} \gamma_{НМСЖ}}{2}, \quad (7)$$

де  $\gamma_{ВМСЖ}$  і  $\gamma_{НМСЖ}$  – значення показників, отриманих за формулою (6) при розрахунках нижньої і верхньої межі структурної живучості.

На кожному наступному етапі процесу резервування виконуються такі ж самі дії: знаходиться ділянка (включаючи і ту, до якої на попередньому етапі був приєднаний резервний елемент), додавання до якої одного резервного елемента дає знову найбільше відносне збільшення показника структурної живучості системи в цілому.

Система оптимального резервування будується доти, поки не буде досягнуто виконання умови (4).

Наведемо приклад застосування методу забезпечення структурної живучості для ІН з децентралізова-

ною архітектурою, наведеною на рис. 1. Представимо дану ІН у вигляді графу (рисунок 2).

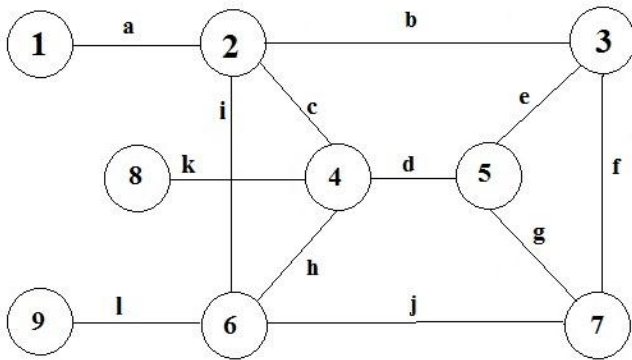


Рисунок 2 – Граф мережі

Вершини графу на рис. 2 мають наступні позначення: «1», «8», «9» – користувачі, «2», «4», «6» – програмні комутатори Softswitch, «3», «5», «7» –

сервери сервісів. Кожний користувач підключений до свого регіонального програмного комутатора Softswitch.

Визначимо множину шляхів  $m_{1,(3,5,7)}$ ,  $m_{8,(3,5,7)}$ ,  $m_{9,(3,5,7)}$  проходження заявки на ІС від користувачів «1», «8», «9» до робочих серверів сервісів «3», «5» або «7» і представимо їх у диз'юнктивній нормальній формі (8), для знаходження значень показника структурної живучості  $P_{ВМСЖ}$ :

$$\begin{cases} m_{1,(3,5,7)} = ab + acd + aij + achj + aihd, \\ m_{8,(3,5,7)} = kd + kcb + khj + khib + kci, \\ m_{9,(3,5,7)} = lj + lhd + lib + lhcb + lcid. \end{cases} \quad (8)$$

Наведемо приклад розрахунку показника структурної живучості відносно користувача «1».

Вихідні дані для розрахунку наведені у таблиці 1:

- вартість резервного обладнання (в умовних одиницях);
- ймовірність неураження ділянок мережі при несприятливому впливі.

Таблиця 1 – Вихідні дані для розрахунку

Ділянка	a	b	c	d	h	i	j	k	l
Вартість (у.о.)	2	1	2	1	2	2	1	2	2
Ймовірність неураження	0,98	0,90	0,95	0,90	0,95	0,95	0,90	0,98	0,98

Необхідно забезпечити рівень структурної живучості ІН  $P_{НЕОБХ} = 0,999$ .

Прийmemo вагові коефіцієнти:  $w_{ВМСЖ} = 0,4$  і  $w_{НМСЖ} = 0,6$ .

$$\begin{aligned} P_{ВМСЖ} &= 1 - (1 - p_a p_b)(1 - p_a p_c p_d)(1 - p_a p_i p_j)(1 - p_a p_c p_h p_j)(1 - p_a p_i p_h p_d) = \\ &= 1 - (1 - 0,98 \cdot 0,90)(1 - 0,98 \cdot 0,95 \cdot 0,90)(1 - 0,98 \cdot 0,95 \cdot 0,90) \times \\ &\times (1 - 0,98 \cdot 0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,90)(1 - 0,98 \cdot 0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,90) = 0,99987. \end{aligned}$$

Для визначення нижньої межі структурної живучості  $P_{НМСЖ}$  знайдемо розділяючу множину розрізів (10) для отриманих допустимих шляхів (9):

$$\begin{aligned} P_{НМСЖ} &= (1 - (1 - p_a))(1 - (1 - p_b)(1 - p_c)(1 - p_i))(1 - (1 - p_b)(1 - p_c)(1 - p_h)(1 - p_j)) \times \\ &(1 - (1 - p_b)(1 - p_d)(1 - p_h)(1 - p_i))(1 - (1 - p_b)(1 - p_d)(1 - p_j)) = \\ &= (1 - (1 - 0,98))(1 - (1 - 0,90)(1 - 0,95)(1 - 0,95))(1 - (1 - 0,90)(1 - 0,95)(1 - 0,95)(1 - 0,90)) \times \\ &\times (1 - (1 - 0,90)(1 - 0,90)(1 - 0,95)(1 - 0,95)) \times (1 - (1 - 0,90)(1 - 0,90)(1 - 0,90)) = 0,97874. \end{aligned}$$

Визначимо показник структурної живучості по формулі (1):  $P_{ІН} = 0,98719$ . Показник  $P_{ІН}$  не забезпечує виконання умови (4), тобто  $P_{ІН} = 0,98719 < P_{НЕОБХ} = 0,999$ , тому необхідно перейти до процедури структурного резервування ділянок мережі – вирішення завдання (5) при обмеженні (4).

Для цього необхідно визначити значення показників  $\gamma_{ВМСЖ}(m_i + 1)$  і  $\gamma_{НМСЖ}(m_i + 1)$  при підключенні резервного обладнання до кожної з ділянок мережі,

Вихідне значення верхньої межі структурної живучості  $P_{ВМСЖ}$  для множини шляхів (9) розрахуємо за формулою (2), використовуючи дані таблиці 1:

$$m_{1,(3,5,7)} = ab + acd + aij + achj + aihd, \quad (9)$$

$$\delta_{1,(3,5,7)} = a + bci + bchj + bdhi + bdj. \quad (10)$$

Відповідно до формули (3) та даних табл. 1 отримаємо:

розрахувати  $\gamma_{срзв}$  і здійснити вибір тієї ділянки, підключення резервного обладнання до якої забезпечує максимальне значення  $\gamma_{срзв}$ .

У табл. 2 в стовпцях 2 – 4 вказані значення  $P_{ВМСЖ}$ ,  $C_{ВМСЖ}$  (вартість резервного обладнання) і показник  $\gamma_{ВМСЖ}(m_i + 1)$ , отримані при розрахунку  $P_{ВМСЖ}$ . Стовпці 5 – 7 містять аналогічну інформацію для розрахунку  $P_{НМСЖ}$ . Всі ці значення розрахову-

ються для кожної з ділянок ( $a, \dots, j$ ). У стовпець 8 записується значення показника  $\gamma_{\text{срзв}}$ , який отримується на основі (10), а його максимальне значення визначає вибір ділянки для резервування.

В результаті виконання кроку 1 резервне обладнання слід ввести на ділянці «а». Отримане на цьому кроці значення  $P_{\text{IH}} = 0,99761 < P_{\text{НЕОБХ}} = 0,999$ . Отже,

процес резервування необхідно продовжити.

Результати виконання кроку 2 представлені в таблиці 2. На даному етапі ще раз слід виконати резервування ділянки «а», що забезпечує значення показника структурної живучості ІН  $P_{\text{IH}} = 0,99920$ .

При цьому умова (4) виконується, тобто  $P_{\text{IH}} = 0,99920 > P_{\text{НЕОБХ}} = 0,999$ , процес формування оптимальної структури резерву завершено.

Таблиця 2 – Результати розрахунків резервування ділянок

№ кроку	$P_{\text{ВМСЖ}}$	$C_{\text{ВМСЖ}}$	$\gamma_{\text{ВМСЖ}}(m_i + 1)$	$P_{\text{НМСЖ}}$	$C_{\text{НМСЖ}}$	$\gamma_{\text{НМСЖ}}(m_i + 1)$	$\gamma_{\text{срзв}}$
1	2	3	4	5	6	7	8
0	0,99987	0	0	0,97874	0	0	0
1							
a	0,99993	10	0,000006	0,99606	2	0,008848	0,005311
b	0,99997	1	0,001000	0,97986	4	0,000286	0,000212
c	0,99992	4	0,000013	0,97880	4	0,000015	0,000014
d	0,99996	2	0,000045	0,97945	2	0,000363	0,000236
h	0,99991	4	0,000010	0,97876	4	0,000005	0,000007
i	0,99992	4	0,000013	0,97880	4	0,000015	0,000014
j	0,99996	2	0,000045	0,97945	2	0,000363	0,000236
2							
a	0,99993	20	0,000003	0,99872	4	0,005104	0,001532
b	0,99999	10+2	0,000010	0,99992	4+8	0,001803	0,000543
c	0,99999	10+8	0,000007	0,99892	4+8	0,001718	0,000518
d	0,99999	10+4	0,000009	0,99967	4+4	0,002673	0,000804
h	0,99999	10+8	0,000007	0,99868	4+8	0,001698	0,000511
i	0,99999	10+8	0,000007	0,99892	4+8	0,001718	0,000518
j	0,99999	10+4	0,000009	0,99967	4+4	0,002673	0,000804

В результаті отримано вектор оптимальної структури резерву:  $M(m_a, m_b, m_c, m_d, m_h, m_i, m_j) = (2, 0, 0, 0, 0, 0, 0)$ . Як бачимо, кратність резервування ділянки «а» –  $m_a = 2$ , кратність резервування інших ділянок  $m_b, \dots, m_j = 0$ . Це забезпечує необхідний рівень структурної живучості ІН.

## Висновки

Для оцінки структурної живучості інтелектуальної надбудови з децентралізованим принципом управління запропоновано використання середньозваженого значення верхньої та нижньої меж структурної живучості. Визначено спосіб розрахунку верхньої та нижньої меж структурної живучості.

Надано метод забезпечення структурної живучості для інтелектуальної надбудови з децентралізованим принципом управління. Виконано приклад реалізації методу забезпечення структурної живучості для інтелектуальної надбудови з децентралізованим принципом управління при використанні спеціалізованих серверів.

## Література

1. Громов Ю.Ю. Синтез і аналіз живучості мережевих систем: монографія [Текст] / Ю.Ю. Громов, В.О. Драчев, К.А. Набатов, О.Г. Иванова – М. : «Видавництво Машинобудування -1», 2007. – 152 с.
2. Додонов О.Г., Ланде Д.В. Живучість інформаційних систем [Текст] / А.Г. Додонов, Д.В. Ланде – К.: Наук. думка, 2011. – 256 с.
3. Стекольников Ю.І. Живучість систем [Текст] / Ю.І. Стекольников. – СПб. – Політехніка, 2002. – 152 с.
4. Князева Н.О. Метод забезпечення структурної живучості телекомунікаційної мережі [Текст] / Н.О. Князева. // International Journal Information technologies and knowledge. – 2014 року, С. 152-165.
5. Князева Н.О., Зіменко Л.М. Метод забезпечення структурної живучості інтелектуальної надбудови [Текст] / Н.О. Князева, Л.М. Зіменко. // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті, 6 (121) 2016. – Харків.
6. Шестопапов С.В. Оцінка загального часу обслуговування заявки на додаткову послугу системами управління [Текст] / С.В. Шестопапов. // Проблеми інформатизації та управління, 3 (27) '2009.

## Method of structural survivability providing of intelligent superstructure with decentralized control principle

**L. M. Zimenko**

Odessa National Academy of food Technologies, 112 Kanatnaya str., Odessa, Ukraine, 65082

E-mail: zimenko.liliya@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0002-1866-83>

*This paper presents a method of evaluating the structural survivability of intelligent superstructure with decentralized control principle in the provision of intelligent services in Next Generation Networks. For evaluating the structural survivability of intelligent superstructure is proposed to use of a weighted average of the upper and lower limits of the structural survivability. Nowadays the demand for intelligent services is being increased and they can be provided by intelligent services. Here is shown actuality of determining the structural survivability of the system of intelligent services with decentralized control principle. The article gives an example of calculating the structural survivability of an intelligent superstructure with a decentralized control principle. For this purpose, the graph of the intelligent superstructure is given, the paths and the number of sections of the request for intelligent service from users "1", "8", "9" to the servers of services "3", "5", "7" are represented in disjunctive normal form (for paths) and conjunctive normal form (for sections). Determine the method of calculation the upper and lower limits of structural survivability, and made an example the implementation of method providing structural survivability of intelligent superstructure with decentralized control principle for using specialized servers. The upper limit of structural survivability of intelligent superstructure is determined on the basis of the multiple paths used for servicing the requests for intelligent superstructure. The lower limit of structural survivability of intelligent superstructure is determined on the basis of the multiple of sections divide the multiple of paths used for servicing of intelligent superstructure. These indicators are used to find the structural survivability of all the system by the formula (1), which then are scrambled with the required index of the structural survivability of the intelligent superstructure with the decentralized control principles of services. As a result, the optimal reserve structure vector was obtained. This provides the necessary level of structural survivability of the intelligent superstructure.*

**Keywords:** structural survivability, intelligent superstructure, the upper limit of survivability, the lower limit of survivability, decentralized control principle.

### References

1. Gromov Yu.Yu., Drachev V.A., Nabatov C.A., Ivanova O.G. (2007). Synthesis and analysis of network survivability systems: monograph – Moscow "Engineering Publishing -1", 152. (in Russian)
2. Dodonov O.G., Lande D.V. (2011). The persistence of information systems. – Kyiv .: Naukova Dumka, 256.. (in Russian)
3. Stekolnykov Yu.I (2004). Survivability of the systems. – SPb. – Polytechnic, 152. (in Russian)
4. Knyazeva N.A. (2014). The Method of Providing the Structural Survivability of Telecommunications network International Journal Information technologies and knowledge, 152-165. (in Russian)
5. Knyazeva N.A., Zimenko L.N. (2016) The Method of Providing the Structural Survivability of Intelligent Superstructure. Information Management Systems for Railway, 6 (121). – Kharkiv. (in Russian)
6. Shestopalov S.V. (2009) Estimated Total Time of Service Requests for Additional Service by the Systems of Controlling. Problems of Information and Management, 3 (27). (in Russian)

Received 02 July 2017  
Approved 08 September 2017  
Available in Internet 30 October 2017

УДК 681.518.3

## Проблематика использования интернета вещей на примере смарт-холодильников

Е. В. Смирнова<sup>1</sup>, А. О. Смирнов<sup>2</sup>, О. В. Ольшевская<sup>3</sup>, В. Б. Владимірова<sup>4</sup>

<sup>1,3,4</sup> Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная, 112, г. Одесса, 65039, Украина

ORCID: <sup>1</sup> 0000-0002-3818-8083, <sup>2</sup> 0000-0002-9459-6292, <sup>3</sup> 0000-0002-4512-3915, <sup>4</sup> 0000-0002-6092-7946

✉ e-mail: smirnova.kathrin@gmail.com

*Одной из главных проблематик в развитии концепции интернета вещей (IoT, Industrial Internet of Things) в большинстве приложений является обеспечение информационной безопасности. Эти проблемы становятся все более актуальными из-за роста спроса на IoT и их относительной доступности. Встроить систему безопасности в каждое устройство практически невозможно. А так как IoT могут принимать информацию от большого количества устройств, собирают данные различных форматов от источников с неоднородными характеристиками, вопрос информационной безопасности затрагивает не только конкретное устройство, а всю сеть сообщающихся устройств. В статье рассматривается проблематика использования IoT на примере смарт-холодильников. Акцентируется внимание на вопросах информационной безопасности, не решенных к настоящему моменту, а также тенденции развития в области IoT.*

**Ключевые слова:** интернет вещей; интеллектуальная техника; умный дом; информационная безопасность; уязвимости программного обеспечения.

## Проблематика використання інтернету речей на прикладі смарт-холодильників

Е. В. Смірнова<sup>1</sup>, А. О. Смірнов<sup>2</sup>, О. В. Ольшевская<sup>3</sup>, В. Б. Владімірова<sup>4</sup>

<sup>1,3,4</sup> Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, г. Одеса, 65039, Україна

ORCID: <sup>1</sup> 0000-0002-3818-8083, <sup>2</sup> 0000-0002-9459-6292, <sup>3</sup> 0000-0002-4512-3915, <sup>4</sup> 0000-0002-6092-7946

*За останнє десятиліття зростання розвитку різних технологій породило занепокоєння, щодо безпеки та конфіденційності їх використання. На відміну від інфраструктури звичайної мережі Інтернет, Інтернет речей базується на величезній кількості датчиків, вбудованих в найрізноманітніші пристрої (на 2017 рік кількість пристроїв становить трохи більше 20 мільярдів [1]). Багато з цих пристроїв досить примітивні і їх функції обмежуються відправкою на сервер будь-якої інформації, наприклад, вимірювання температури. Але всі ці пристрої, в цілому, формують величезні потоки інформації і на такій інфраструктурі будуватися "мережа мереж", що складається з підключених пристроїв, більшість з яких можуть самостійно приймати певні рішення. Вбудувати систему безпеки абсолютно в усі пристрої практично неможливо. Ринок IoT-пристроїв вже неодноразово стикався з низкою серйозних порушень інформаційної безпеки. Так, восени 2016 року було зареєстровано першу DDoS-атаку з боку ботнету Mirai, що повністю складається з "розумних" речей - понад півмільйона камер, термостатів, відеореєстраторів та безліч інших пристроїв. У лютому 2017 року було проведено атаку на один з навчальних закладів. У цій атаці брали участь близько 10 тисяч "розумних" пристроїв, включаючи камери, роутери, термостати. Тобто протягом майже 5 місяців виробники IoT-пристроїв не виправили вразливості, які спричинили можливість повторного створення ботнету. Станом на квітень 2017 року Mirai включав в себе 30 можливих емуляцій браузерів, на відміну від 5 до первiсної версії. А це означає, що бот може обходити більшість заходів захисту, що вживаються фахівцями з інформаційної безпеки. Створення функціональних інтерфейсів і засобів управління робить пристрої набагато зручнішими для потенційного споживача, однак, це робить пристрої більш уразливими. І якщо можливості керувати пристроєм у користувача немає, наявність несправності стане помітною лише за фактом, коли існуюча проблема або наслідки зламу пристрою не виявляться самі, заподіявши, в ряді випадків, чималої шкоди. Звичайно, участь в DDoS атаках смарт-пристроїв не може заподіяти видимого збитку власнику. Однак, починаючи з 2011 року неодноразово демонструвалися реальні наслідки зламу подібних пристроїв: дистанційний злам інсулінової помпи, дистанційний злам кардіостимулятора, який по команді видавав смертельний розряд в 830В, повне захоплення управлінням смарт-автомобілів і т.д. Смарт-холодильники, як складова концепції "розумного будинку", масово ще не увійшли в життя звичайного споживача через досить високу, у порівнянні зі звичайними холодильниками, ціною. Однак, за прогнозами аналітиків в найближчі 7-10 років ці пристрої будуть мати комерційний успіх. На даний момент основні тренди в смарт-холодильниках – це: управління через Інтернет, розуміння голосових команд, можливість замовлення та розпізнавання продуктів, наявність вбудованої камери. У статті розглядаються питання інформаційної безпеки речей, зокрема питання безпеки смарт-холодильників. Виходячи з*

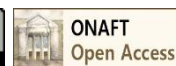
*особливостей даної галузі запропоновано можливі рішення організації інформаційного захисту складових "розумного" будинку.*

**Ключові слова:** *інтернет речей; інтелектуальна техніка; розумний будинок; інформаційна безпека; уразливості програмного забезпечення.*

© The Author(s) 2017. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



## Введение

Интернет вещей совмещает в себе как множество возможностей, так и множество рисков. Стремительный рост спроса на "умные" устройства и их разнообразие становится источником проблем их безопасности как для конечного пользователя, так и для компаний-разработчиков. Приобретая интересующее устройство, злоумышленники изучают как оно защищено и, соответственно, находят способ его взлома. Система защиты таких устройств не может быть обновлена достаточно оперативно, а значит дома, машины, бизнес становятся уязвимыми к угрозам технологических новинок.

Самой главной угрозой безопасности, и для IoT в частности, является человеческий фактор. Достаточно большие объемы информации, пересылаемые через сеть Интернет, притягивают внимание злоумышленников. И если взлом отдельной мелкой бытовой техники не несет в себе чаще всего значительного ущерба, то несанкционированный доступ к системе управления "умным" домом или предприятием может нести уже достаточно серьезные последствия.

Согласно исследованию ресурса Raconteur [2], к 2020 году 25% всех производимых кибератак будут приходиться на сферу Интернета вещей. При этом только 10% бюджета сферы информационных технологий будет направлено на улучшение кибербезопасности бизнес-структур и предприятий. Следует отметить, что по статистике люди гораздо больше беспокоятся о защите личных данных в сравнении с данными, связанными с их профессиональной деятельностью.

Рассматривая информационную безопасность Интернета вещей, можно выделить несколько основных проблем.

Ежедневно в сеть выходят порядка 7 миллионов новых IoT устройств, что влечет за собой появление новых уязвимостей. Уязвимость устройств обусловлена рядом факторов:

- Стандартные учетные записи от производителя, слабая аутентификация;
- Отсутствие поддержки со стороны производителей для устранения уязвимостей;
- Трудно или невозможно обновить программное обеспечение или операционную систему;
- Использование текстовых протоколов и ненужных открытых портов;
- Использование незащищенных мобильных технологий;
- Использование незащищенной облачной инфраструктуры;
- Использование небезопасного программного обеспечения.

Постоянно растущее количество легко взламываемых устройств массового потребления повышает вероятность, частоту и тяжесть атак, включая атаки на корпоративные данные, предприятия, оборудование. Используя слабость одного устройства, злоумышленнику легко попасть во всю цепь (использование слабого звена сети). Примером может быть атака на термостат NEST, проведенная в 2015 году инженерами компании TrapX Security. Они произвели подключение к miniUSB-порту термостата и провели MITM-атаку (man-in-the-middle), и при помощи специального приложения провели подмену адреса сетевого шлюза. Обретя контроль над IoT-сетью предприятия или дома, злоумышленники могут не только украсть личные данные, но и поставить под угрозу жизнь и здоровье владельцев.

Помимо этого можно выделить использование приватных паролей на всех устройствах, включая и корпоративные.

## Аналитический раздел

Для встраиваемых устройств единственное решение, которое позволит исключить возможность эксплуатации уязвимостей, - это использование безопасных операционных систем.

Если рассматривать смарт-холодильники, то на рынке представлены в основном модели двух компаний - LG и Samsung. Компания LG для смарт-холодильников последних моделей использует операционную систему webOS. Это встраиваемая открытая операционная система, основанная на ядре Linux. Система оптимизирована для работы с устройствами, оснащенными сенсорными экранами. Включает стандартное программное обеспечение для организации работы с личной информацией. Компания Samsung свою линейку смарт-холодильников выпустила под управлением операционной системы Tizen, которая также является открытой и основана на ядре Linux.

Как и для любого другого IoT устройства, "сердцем" смарт-холодильников является программное обеспечение, а не компрессор. Эти устройства подключены ко всем устройствам сети, имеют постоянное Интернет-подключение.

Ошибки являются частью процесса разработки программного обеспечения. Ни одно программное обеспечение не защищено от ошибок и многие из этих ошибок могут привести к уязвимостям, которые могут быть использованы киберпреступниками.

С внедрением большого количества "умных" устройств в жизнь человека, часто нет необходимости взламывать ноутбук или персональный компьютер,

чтобы получить доступ к, например, денежному счету жертвы. При взломе одного из небезопасных IoT устройств, злоумышленники могут поставить под угрозу всю сеть. И смарт-холодильники из-за своей новизны на данный момент выступают одними из самых уязвимых в концепции “умного” дома.

Обратившись к странице гарантии смарт-холодильников компаний Samsung и LG, невозможно найти ни слова о программном обеспечении. То есть потенциальный пользователь при покупке данного устройства не получает сведений касательно того, как долго продукт будет получать обновления программного обеспечения. Запросы на предоставления такой информации в официальных группах социальных сетей компаний так же не дали ответов о поддержке программного обеспечения для выпускаемых смарт-холодильников.

Поскольку компании, выпускающие смарт-холодильники, не имеют прозрачной политики поддержки программного обеспечения, нет никакого подтверждения и гарантии получения своевременных обновлений для исправления брешей в безопасности.

В 2016 году киберпреступники собрали интеллектуальные устройства в огромный ботнет для запуска массовых DDoS-атак. Однако, смарт-холодильники могут служить для более серьезных правонарушений. И речь не только о том, чтобы использовать устройства для запуска атак на других людей/компаний, но и о личной безопасности владельца устройства.

Рассмотрим основные возможности смарт-холодильник Samsung Family Hub и возможные угрозы информационной безопасности для аналогичных устройств.

Главным анонсом достоинством данной модели является 21.5-дюймовый сенсорный экран и наличие трех камер. Камеры установлены внутри для того, чтобы каждый раз, когда закрывается дверь делать снимки продуктов в холодильнике. Полученные данные передаются на смартфон и позволяют узнать, что из продуктов нужно купить, а чего достаточно. Это можно увидеть и на экране самого холодильника. Помимо этого, в США и некоторых странах Европы Family Hub интегрируется с локальными магазинами продуктов и можно заказывать доставку продуктов как с панели на дверце холодильника, так и со смартфона. Оплата при этом производится с привязанной к приложению для удаленного управления холодильником карты.

Какие угрозы может нести данный функционал. Учитывая тот факт, что для смарт-устройств нет установленной политики безопасности, вопросы конфиденциальности личных данных остаются под вопросом. К тому же использование открытых wi-fi точек доступа, отсутствие проверки подлинности SSL-сертификатов (данная уязвимость была представлена на конференции Defcon и касалась линейки смарт-холодильников Samsung) делают конфиденциальные данные более доступными.

Десктопные системы, ноутбуки, рабочие станции и мобильные телефоны относительно давно находятся в зоне риска и интересах злоумышленников, которые внедряют вредоносное программное обеспечение с целью контроля и получения доступа к банковским сче-

там, электронным кошелькам и другим ценным ресурсам. Таким образом, как ответ на это, антивирусные системы выработали ряд определенных мер защиты, которые, пусть и в недостаточной мере, однако защищают пользователей от хищений средств. Со стороны злоумышленников атаки на такие системы с каждым днем становятся все дороже, чем разумнее становятся системы, и более тонко учатся отражать их атаки. В свою очередь, IoT техника, в которой предусмотрен функционал покупки (автоматической покупки) или любых других автоматизированных операций, является “голубым океаном” и не требует таких затрат (классический подход). Среди таких вещей следует выделить “умные” холодильники, которые уже сегодня доказывают недостающие продукты из магазинов, с которыми есть партнерская программа. Вектор для кражи средств может быть реализован через простую подмену адреса получателя при денежном переводе.

Отдельным аспектом следует отметить и то, что с такой техникой обход верификации банков платежника по фотографии также легко осуществим в силу того, что смарт-холодильники оснащаются, в том числе, и внешними камерами.

Также следует отметить, что смарт-холодильники оснащаются не только камерами, но и микрофонами для голосовых команд, разнообразными датчиками освещенности, приближения, что позволит на базе такого устройства создавать прекрасный инструмент для различного рода шпионажа.

Еще одним пунктом следует отметить, что богатый функционал, заложенный в холодильнике и доступный пользователю (и, несомненно, может быть доступен злоумышленнику), который находится непосредственно на операционной системе холодильника, может влиять (менять) на сроки годности продуктов, сочетая это с повышениями температур в то время суток, в которое человек холодильником не пользуется. Таким образом доводя определенные продукты до состояния токсичности, что, в определенных случаях, может заканчиваться летальным исходом в силу того, что определенный вид продуктов может не менять (или менять незначительно) свои вкусовые качества, но быть при этом уже крайне токсичным. Этот фактор не так критичен для стран Европы, но является серьезной угрозой для пользователей из Азии, которые в большом количестве употребляют морепродукты некоторые из которых требуют особого температурного режима не только для хранения, но и для приготовления.

## Обеспечение безопасности в киберпространстве IoT

Потенциальными вопросами при определении потенциально возможно вреда от IoT устройств являются следующие:

– Есть ли возможность удаленного подключения к устройству и какие действия возможно произвести при наличии доступа?

– Каковы функциональные возможности устройства и какой вред они могут нанести, если устройство будет скомпрометировано?

– Какова “анатомия” устройства (работает ли устройство с полной операционной системой, имеет ли

она файловую систему и настройки конфигурации?

Если говорить о корпоративном секторе с отдельным штатом специалистов по информационной безопасности, то рекомендации по обеспечению безопасности можно выделить следующие:

- Выделение отдельного сегмента сети;
- Контроль целостности системных файлов;
- Контроль изменения конфигурации;
- Управление обновлениями;
- Резервное копирование;
- Жесткие парольные политики.

Однако, для рядового пользователя, использующего IoT устройства дома, эти правила малоприменимы. Соответственно, поскольку такой пользователь самостоятельно в большинстве случаев не сможет обеспечить безопасность IoT устройств, это задача должна ложиться на плечи вендоров.

Если рассматривать IoT устройства в целом, то на уровне производителя могут быть произведены следующие шаги:

- Донести до пользователя о рисках подключения устройства к сети Интернет и необходимых действиях со стороны пользователя для обеспечения минимального уровня безопасности;
- Обеспечить безопасную конфигурацию используемых сервисов и отключение неиспользуемых;
- Принудительная смена паролей по умолчанию, ввод парольных политик, исключающих использование простых паролей;
- Внедрение контроля безопасности кода программного обеспечения;
- Своевременное обновление программного обеспечения;
- Автоматическая проверка критических обновлений касающихся безопасности.

Касательно таких крупных устройств как смарт-холодильник, целесообразно не повышать уровень «интеллектуальности» устройства там, где это опасно. Если вернуться к примеру с достаточно опасным удаленным изменением температуры внутри смарт-холодильников, то это может быть возможность блокировки удаленного изменения температуры внутри камер.

## Выводы

Классическими клише мира IoT являются интеллектуальный тостер и холодильник. Хотя эти примеры и

представляют небольшую угрозу по сравнению с теми, которые используются в критически важной инфраструктуре.

Если сравнить смартфон, который используют повсеместно, со смарт-холодильником, то смартфон потенциально может наносить гораздо больший вред: он обрабатывает конфиденциальные данные, банковские счета, пароли, у него есть микрофон и камера, которыми можно злоупотреблять, обеспечивает идеальную промежуточную связь для взлома других устройств и он практически всегда рядом с владельцем. Однако смартфон с самого начала известен как потенциально уязвимый и меры безопасности встроены в устройство, обновления для защиты от новых уязвимостей применяются автоматически, а защита дополняется шифрованием данных и криптографически подписанным программным обеспечением.

Смарт-холодильники же просто распаковываются и включаются в сеть и проблематика безопасности крайне мало или вообще не учитывается в процессе его разработки, что делает это устройство крайне небезопасным.

Конечно, потенциальный вред от холодильника иногда кажется фантастическим. Однако, интеллектуальные приборы уже очень плотно входят в сферу медицины, например, где неправильное хранение препаратов может нанести непоправимый вред

## Література

1. Internet of Things (IoT) connected devices installed base worldwide from 2015 to 2025 (in billions). [Electronic source] Date of Access: 06 June 2017. Available at: <https://www.statista.com/statistics/471264/iot-number-of-connected-devices-worldwide/>
2. IoT cyber security [Electronic source] Available at: <https://www.raconteur.net/infographics/infographic-iot-cyber-security>
3. Zhang, Z. K. et al. (2014) IoT security: ongoing challenges and research opportunities. *Service-Oriented Computing and Applications (SOCA)*, 2014 IEEE 7th International Conference, pp. 230-234.
4. Xu, T., Wendt, J. B., Potkonjak, M. (2014) Security of IoT systems: Design challenges and opportunities. *Proceedings of the 2014 IEEE/ACM International Conference on Computer-Aided Design*, pp. 417-423.

Отримана в редакції 04.07.2017, прийнята до друку 08.09.2017

## The problem of using the Internet of things on the example of smart refrigerators

K. Smirnova<sup>1</sup>, A. Smirnov<sup>2</sup>, O. Olshevska<sup>3</sup>, V. Vladimirova<sup>4</sup>

<sup>1,3,4</sup>Odessa National Academy of food Technologies, 112 Kanatnaya str., Odessa, Ukraine, 65082, Ukraine  
ORCID: <sup>1</sup>0000-0002-3818-8083, <sup>2</sup>0000-0002-9459-6292, <sup>3</sup>0000-0002-4512-3915, <sup>4</sup>0000-0002-6092-7946

*Over the past decade, the growth in the development of various technologies has given rise to growing concerns about the security and confidentiality of their use. Unlike the infrastructure of the usual Internet network, the Internet of things is based on a huge number of sensors built into a wide variety of devices (in 2017 the number of devices is just over 20 billion [1]). Many of these devices are quite primitive and their functions are limited to sending to the server of*

some information, for example, temperature measurement. But all these devices, in general, form huge streams of information and on the basis of such infrastructure a "network of networks" is built, consisting of connected devices, many of which can independently make certain decisions. It is almost impossible to integrate the security system into absolutely all devices. The market of IoT-devices has repeatedly faced with a number of serious violations of information security. So, in the fall of 2016, the first DDoS attack from the Mirai botnet, consisting entirely of "smart" things - more than half a million cameras, thermostats, DVRs and many other devices, was registered. In February 2017, an attack was carried out on one of the educational institutions. In this attack were involved about 10 thousand "smart" devices, including cameras, routers, thermostats. That is, for almost 5 months the manufacturers of IoT-devices did not fix the vulnerabilities that entailed the possibility of re-creating the botnet. As of April 2017, Mirai included 30 possible browser emulations, as opposed to 5 in the original version. And this means that the bot can bypass most of the security measures taken by information security specialists. Creating of functional interfaces and controls makes devices much more convenient for the potential consumer, however, this makes the devices more vulnerable. And if the user does not have the ability to control the device, the malfunction will only become apparent when the existing problem or the consequences of hacking the device do not manifest themselves, causing, in some cases, considerable damage. Of course, participation in DDoS attacks of smart devices can not cause visible damage to the owner. However, starting in 2011, the real consequences of hacking of similar devices were repeatedly demonstrated: remote cracking of an insulin pump, remote pacing of a pacemaker, which commanded a deadly discharge in 830V, complete capture of smart cars, etc. Smart refrigerators, as a component of the "smart home" concept, have not yet massively entered the life of the ordinary consumer because of the high price, compared to conventional refrigerators. However, according to analysts' forecasts in the next 7-10 years, these devices will have commercial success. At the moment, the main trends in smart refrigerators are: Internet management, understanding of voice commands, the possibility of ordering and recognizing products, the presence of a built-in camera. The article deals with the issues of information security of things in particular the safety issues of smart refrigerators. Based on the features of the area under consideration, possible solutions for organizing information protection of the components of the "smart" house are suggested.

**Keywords:** internet of things; intellectual technique; smart house; information security.

## References

1. Internet of Things (IoT) connected devices installed base worldwide from 2015 to 2025 (in billions). [Electronic source] Date of Access: 06 June 2017. Available at: <https://www.statista.com/statistics/471264/iot-number-of-connected-devices-worldwide/>
2. IoT cyber security [Electronic source] Available at: <https://www.raconteur.net/infographics/infographic-iot-cyber-security>
3. **Zhang, Z. K. et al.** (2014) IoT security: ongoing challenges and research opportunities. *Service-Oriented Computing and Applications (SOCA)*, 2014 IEEE 7th International Conference, pp. 230-234.
4. **Xu, T., Wendt, J. B., Potkonjak, M.** (2014) Security of IoT systems: Design challenges and opportunities. *Proceedings of the 2014 IEEE/ACM International Conference on Computer-Aided Design*, pp. 417-423.

Received 04 July 2017

Approved 08 September 2017

Available in Internet 30 October 2017