# ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЇ

УДК 621.575(088.8)

## Підвищення енергетичної ефективності комбінованих абсорбційних холодильних приладів

***Т. І. Гратій*[1], *О. С. Тітлов*[2]✉**
[1-2] Одеський національний технологічний університет, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039, Україна
✉ e-mail: [2]titlov1959@gmail.com
ORCID: [1]https://orcid.org/0000-0002-3525-8410; [2]https://orcid.org/0000-0003-1908-5713

*У статті наведено результати експериментальних та теоретичних досліджень комбінованих побутових холодильних приладів, що поєднують функції охолодження та підігріву. У процесі проведення експериментальних досліджень показано можливість роботи цих приладів, які містять у своєму складі як камери з низькими температурами (ХК та НТО), так і з підвищеними (теплову камеру). Визначено найбільш раціональне місце відведення викидного тепла дефлегмації для забезпечення температурних режимів нагрівальної камери. Проведено добірку ДФТС для забезпечення ефективного теплового зв'язку дефлегматора АХА та теплової камери. Для забезпечення ефективного теплового зв'язку дефлегматора АХА і ДФТС було використано пористий стиснений матеріал на основі міді. Експериментальним шляхом було отримано залежність ефективної теплопровідності пористого матеріалу від ступеня стиснення. Показано, що за максимального ступеня стиснення (близько 8) досягається чисельне значення ефективної теплопровідності 166,9 Вт/(м·К). У різних режимах підведення теплового навантаження на генератор АХА виконано тестування теплових режимів незавантаженої теплової камери. Показано, що ДФТС, пов'язаний у тепловому відношенні з дефлегматором та тепловою камерою, успішно працює в режимі термостатування теплової камери. Визначено темп нагрівання досліджуваної теплової камери. В умовах проведення експерименту було визначено добове енергоспоживання – 1,43 кВт·год , що у 6,9 % менш, ніж в холодильного приладу у традиційному виконанні. Запропоновано новий енергозберігаючий спосіб роботи генератора-термосифона АХА. Для часткової компенсації теплових втрат з підйомної частини, запропоновано встановити додатковий двофазний термосифон. Доведено, що такий спосіб роботи легко може бути реалізованим та дозволяє економити до 7...8 % теплового навантаження, що підводиться.*

***Ключові слова:*** *Енергозбереження; Природні робочі тіла; Побутові холодильні прилади; Утилізація скидного тепла; Абсорбційні холодильні агрегати; Дефлегматор; Двофазний термосифон; Теплова камера*

**doi: https://doi.org/10.15673/ret.v59i1.2616**

© The Author(s) 2023. 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

Ринок сучасної побутової холодильної техніки і в світі, і в Україні є досить різноманітним і пропонує населенню широкий спектр обладнання з різними функціональними можливостями. Це: класичні одно- та двокамерні моделі; вбудовані в кухонні меблі; спеціалізовані холодильники для вина зі скляними дверима; морозильні камери типів «скриня» та «шафа»; мініхолодильники [1].

Нарівні з традиційними та найбільш поширеними компресійними на ринку присутні і абсорбційні [2], і термоелектричні [3] моделі холодильних приладів різного функціонального призначення.

В наш час основним критерієм для холодильної техніки є екологічна безпека робочих тіл [4, 5].

Провідні світові економіки закінчили переведення компресорної холодильної техніки на екологічно чисті та природні холодильні робочі тіла [6], проте мають ще місце проблеми переходу, які змушують виробників звертати увагу на абсорбційну побутову холодильну техніку.

Побутові абсорбційні холодильні прилади заправляються природними речовинами – аміаком в якості холодильного агента, водою – в якості поглинача (абсорбенту) і інертним вирівнюючим газом (воднем, гелієм або їх сумішшю) [7] і не надають несприятливого техногенного впливу на екосистему планети.

Іншим, не менше значимим критерієм у побутової холодильної техніки є енергетична ефективність [8].

За цим параметром компресійні моделі значно перевершують і абсорбційні і термоелектричні аналоги [9-12].

Вибір термоелектричних моделей споживачем переважно пов'язані з використанням у якості транспортного холодильника під час роботи від бортової мережі.

Абсорбційні моделі через безшумність роботи широко застосовуються в готельному бізнесі, а через можливість роботи з неелектричними джерелами теплової енергії вони займають ринок холодильної техніки в районах з неякісною електричною мережею або за її відсутності.

На ринку побутової холодильної техніки абсорбційні моделі мають мінімальну вартість порівняно з аналогами компресійного та термоелектричного типу, що найчастіше залучає потенційних покупців.

Крім цього, абсорбційні холодильні агрегати при реалізації абсорбційно-дифузійного холодильного циклу мають унікальний порівняно з компресійними аналогами рівень температур у дефлегматорі від 50 до 170 °С [13].

Розробники абсорбційної холодильної техніки ще у 90-х роках минулого століття звернули увагу на цей факт та розробили цілий каскад моделей холодильників, у яких теплота дефлегмації використовується для забезпечення підвищених температур у додатковій тепловій камері [14-19].

Для нових можливостей побутового приладу було розроблено технологічні інструкції та рекомендації для користувачів. Це і сушіння рослинних трав та грибів, зброджування молочних продуктів, безпечний підігрів готової їжі та багато іншого [20-21]. На Васильківському заводі холодильників було виготовлено два типи таких комбінованих холодильних приладів – з повітряною та рідинною тепловою камерою [20-22].

Передбачалося, що теплова камера з нагрітою водою до 30-35 °С може забезпечувати господарські потреби за відсутності центрального водопостачання.

Окрім розширення функціональних можливостей побутової техніки, така технологія дозволяє вирішувати завдання теплової обробки за утилізації непридатного тепла абсорбційно-дифузійного холодильного циклу.

Проте така перспективна техніка не дійшла до серійного виробництва через низку технічних недоробок.

Основна проблема була пов'язана з організацією передачі теплового потоку від дефлегматора абсорбційного холодильного агрегату в теплову камеру. Під час проектування нової техніки був відсутній досвід створення ефективних систем транспорту тепла та теоретичні уявлення про теплову взаємодію дефлегматора абсорбційного холодильного агрегату та теплової камери.

Як наслідок, пілотні зразки комбінованих холодильних приладів не дозволяли досягти прийнятних результатів як по охолодженню, так і нагріванню.

Як показав наступний аналіз, вихід із ситуації може бути знайдений тільки за рахунок широкого спектру експериментальних досліджень пілотних зразків, які дозволять вивчити особливості роботи нових комбінованих холодильних приладів.

Основним завданням буде пошук можливостей довести енергетичну ефективність нової багатофункціональної побутової техніки до рівня серійних моделей абсорбційних холодильних приладів.

## 2. Об'єкт дослідження

Досліджувана конструкція холодильника з тепловою камерою була виготовлена на базі серійної моделі побутового однокамерного абсорбційного холодильника типу «Кристал-408» АШ-150 Васильківського заводу холодильників (рис.1).

У всіх випадках зовнішні геометричні параметри теплової камери становили: висота – 0,42 м; глибина – 0,54 м; ширина – 0,57 м; корисний об'єм – 35 дм$^3$.

Ширина та глибина теплової камери відповідали аналогічним параметрам холодильної шафи моделі АШ-150.

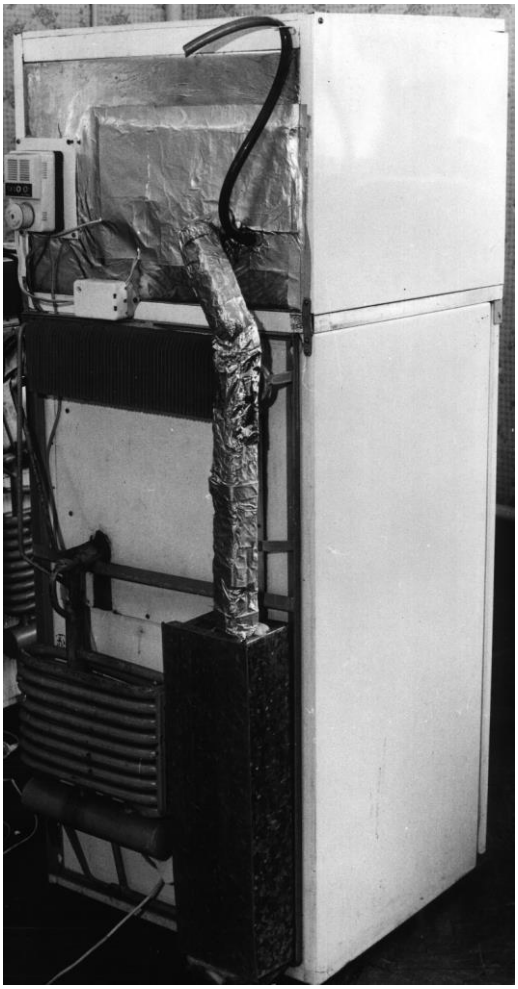

***Рисунок 1*** *– Зовнішній вигляд холодильника з тепловою камерою на базі серійної моделі побутового однокамерного абсорбційного холодильника типу «Кристал-408» АШ-150*

Товщина теплоізоляції теплової камери: бічних стінок – 0,08 м; днища – 0,075 м; кришки, задньої та передньої стінок – 0,1 м. Внутрішній корпус був виготовлений у вигляді цілісного короба. Матеріал коробки – нержавіюча сталь. Товщина стінки короба – 0,001 м.

Для забезпечення теплового зв'язку підйомної ділянки дефлегматора АХА з тепловою камерою використовувався двофазний термосифон (ДФТС) завдовжки 1,53 м та діаметром – 0,01×0,001 м. Матеріал корпусу ДФТС – нержавіюча сталь. Теплоносій – етиловий спирт. Кріплення ДФТС до дефлегматора діаметром 0,016×0,0014 м здійснювалося за допомогою мідної стискаючої пластини, причому для зниження термічного опору в зоні контакту знаходився стиснутий високопористий осередковий матеріал на основі міді, пори якого були заповнені теплопровідною пастою КТП-8 (рис. 2 та рис. 3).

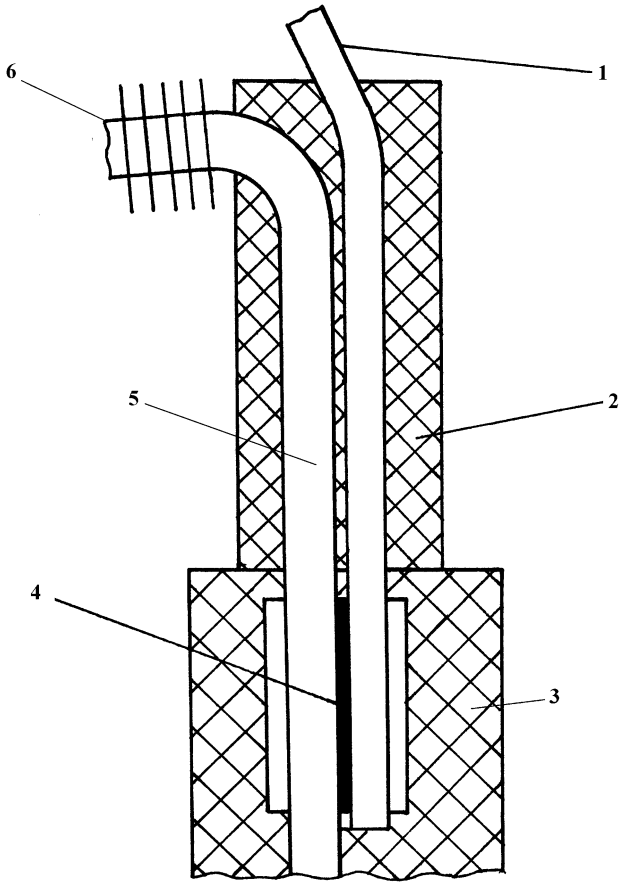


***Рисунок 2*** *– Схема кріплення ДФТС до дефлегматора АХА: 1 – ДФТС; 2 – додаткова теплоізоляція; 3 – теплоізоляція генераторного вузла АХА; 4 – зона контакту дефлегматора та ДФТС; 5 – підйомна ділянка дефлегматора; 6 – конденсатор АХА*

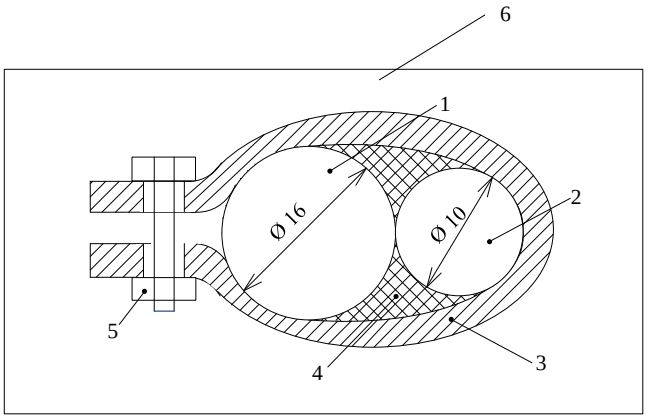


***Рисунок 3*** *– Перетин каналів дефлегматора та ДФТС у зоні їх контакту: 1 – канал дефлегматора; 2 – канал ДФТС; 3 – стискаюча пластина; 4 – високопористий комірчастий матеріал; 5 – болтове з'єднання; 6 – теплоізоляційний кожух генераторного вузла*

У всіх випадках випарна ділянка ДФТС кріпилася в нижній частині підйомної ділянки дефлегматора і встановлювалася паралельно до нього. Довжина ділянки випарника ДФТС у дослідженнях варіювалася шляхом зміни зони теплового зв'язку з дефлегматором. Транспортна зона ДФТС закривалася теплоізоляційним кожухом. Довжина конденсаційної ділянки ДФТС не змінювалася та становила – 0,385 м.

Вочевидь, що значну роль у забезпеченні ефективної роботи АХА із ДФТС відіграє контактний термічний опір у зоні дефлегматор-випарник ДФТС. У зв'язку з відсутністю розрахункових методик такої теплової схеми слід здійснити відповідні експериментальні дослідження.

## 3. Експериментальні дослідження ефективної теплопровідності пористого матеріалу на основі міді

Мета експериментального дослідження – вивчення впливу розміру пор на ефективну теплопровідність пористого матеріалу на основі міді.

Завдання дослідження – визначити експериментальним шляхом чисельні значення ефективної теплопровідності пористого матеріалу на основі міді в залежності від розміру пор.

Методика проведення досліджень полягає в наступному.

Підготовляється вихідний зразок пористого матеріалу на основі міді, що має форму квадрата з деякою початковою товщиною та пористістю.

Пористість вихідного зразка є відношенням

$$\varepsilon = \frac{V_{\text{пор}}}{V_{\text{обр}}} = \frac{V_{\text{пор}}}{V_{\text{пор}} + V_{\text{ск}}}, \qquad (1)$$

де $V_{\text{пор}}$ – обсяг повітряних пор у вихідному зразку пористого матеріалу на основі міді; $V_{\text{ск}}$ – обсяг скелета пористого матеріалу на основі міді, визначається дослідним шляхом; $V_{\text{обр}}$ – початковий обсяг зразка пористого матеріалу на основі міді.

Вихідний зразок пористого матеріалу на основі міді зважується і визначається його маса

Після цього визначається обсяг зразка ($V_{\text{обр}}$) скелета шляхом лінійного виміру його характерних величин (довжини, висоти, ширини). З довідкової літератури знаходиться густина матеріалу скелета

$$\rho_{\text{ск}} = \frac{m_{\text{ск}}}{V_{\text{ск}}}. \qquad (2)$$

Оскільки в порах пористого матеріалу з урахуванням міді перебуває повітря, а матеріал скелета – метал, то масою повітря нехтуємо, тобто прирівнюємо $m_{\text{ск}} = m_{\text{обр}}$. Тоді з рівняння (2) визначаємо об'єм скелета

$$\rho_{\text{ск}} = V_{\text{ск}} \cdot m_{\text{обр}}. \qquad (3)$$

І після цього визначаємо обсяг пор пористого матеріалу на основі міді.

$$V_{\text{пор}} = V_{\text{обр}} - V_{\text{ск}}. \qquad (4)$$

На одну з поверхонь пористого матеріалу на основі міді подається деяка величина теплової потужності $Q_{\text{ел}}$. З іншого боку зразка пористого матеріалу на основі міді прикріплена охолоджуюча поверхня.

Проводиться вимірювання температур на охолоджуваній ($t_{\text{охл}}$) поверхні пористого матеріалу та поверхні, що нагрівається, на основі міді ($t_{\text{нагр}}$).

Вимірюється температура циркулюючої води на вході t'та виході t" рідинного теплообмінника.

Вимірюється масова витрата циркулюючої води об'ємним методом

$$G_{\text{охл}} = \frac{V_{\text{охл}}}{\tau}, \qquad (5)$$

де $V_{\text{охл}}$ – обсяг циркулюючої рідини за час $\tau$.

Розрахунок переносимо через вихідний зразок теплової потужності (відводиться охолоджувальною водою).

$$Q_{\text{відв}} = G_{\text{охл}} \cdot c_p \cdot (t'' - t'), \qquad (6)$$

де $c_p$ – теплоємність води.

Розраховується величина ефективної теплопровідності пористого матеріалу на основі міді.

$$\lambda_{\text{еф}} = \frac{Q_{\text{відв}} \cdot \delta}{t_{\text{нагр}} - t_{\text{охл}}}, \qquad (7)$$

де $\delta$ – товщина вихідного зразка пористого матеріалу на основі міді.

Проводиться пресування вихідного зразка. При цьому змінюється пористість.

Експериментальна установка включає систему забезпечення та вимірювальну комірку. Схема системи забезпечення наведено на рис. 4.

Підведення теплової потужності до вимірювальної комірки 1 здійснюється і реєструється за допомогою джерела постійного струму Б5-47 2. Циркуляція охолоджуючої води здійснюється насосом 3. Вимірювання об'ємної витрати циркулюючої води проводиться в розриві контуру 4.

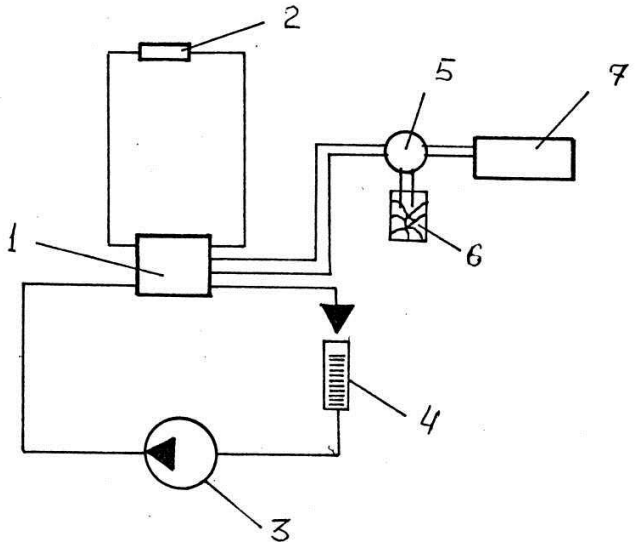


***Рисунок 4*** *– Схема експериментальної установки: 1 – вимірювальна комірка; 2 – джерело постійного струму Б5-47; 3 – циркуляційний насос; 4 – мірна ємність; 5 – перемикач термопар ПМТ-20; 6 – холодним спай при температурі танення льоду 0 °С; 7 – цифровий вольтметр Щ 300*

Схема вимірювальної комірки наведена на рис. 5.

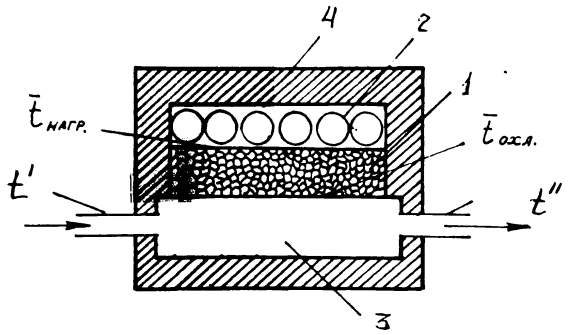


***Рисунок 5*** *– Схема вимірювальної комірки: 1 – досліджуваний зразок пористого матеріалу на основі міді; 2 – електронагрівач; 3 – рідинний теплообмінник; 4 – теплоізоляційний кожух*

Досліджуваний зразок пористого матеріалу на основі міді 1 встановлюється між електронагрівачем 2 та рідинним теплообмінником 3. Зовнішня поверхня вимірювальної комірки покрита теплоізоляцією 4.

В якості досліджуваного зразку використовувався пористий матеріал на основі міді, початкова пористість якого становила 93 %. Досвідчений зразок мав розміри 30×30 мм, початкова товщина складала 25 мм.

Отримані результати представлені у табл.1.

***Таблиця 1*** *– Чисельні значення ефективної теплопровідності $\lambda_{еф}$ пористого матеріалу на основі міді*

| Пористість, ε | 93 | 90 | 84 | 72 | 66 | 51 | 47 | 35 | 22 | 18 | 14 | 11 | 8 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\lambda_{еф}$, Вт/м·К | 8,0 | 8,5 | 9,6 | 12,4 | 14,1 | 20,3 | 22,6 | 32,8 | 56,3 | 70,3 | 92,4 | 119,5 | 166,9 |

Отримані результати показують, що пористий матеріал на основі міді, володіючи пластичністю, легко стискається і заповнює зазори, що утворюються при кріпленні конструктивних елементів, що особливо актуально для циліндричних поверхонь, де контакт здійснюється по утворюючій, а також у разі неплощинності і паралельності контактуючих поверхонь. За відсутності пористого матеріалу на основі міді в зазорах зазвичай знаходиться повітря, що має коефіцієнт теплопровідності, рівний 0,03 Вт/(м·К). За наявності пористого матеріалу на основі міді в зазорі здійснюється передача тепла вже в матеріалі з теплопровідністю до 166,9 Вт/(м·К), тобто, контактний термічний опір знижується більш ніж у 5000 разів.

Як висновок можна відзначити, що використання пористого матеріалу на основі міді в елементах кріплення енергетичного обладнання дозволяє суттєво підвищити його ефективність та знизити незворотні втрати.

## 4. Експериментальні дослідження комбінованих абсорбційних холодильних приладів

На першому етапі експериментальних досліджень вивчились можливості роботи не завантаженої ТК в складі АХП.

Дослідження проводились в «жорсткому» режимі експлуатації (при температурі зовнішнього повітря 32 ºС) побутового приладу.

В якості холодильного приладу використовували АХП з АХА типу АШ – 150.

АХА заправлений водоаміачним розчином з масовою концентрацією аміаку 36,6 %, початковий тиск 15,5 бар.

Абсорбер АХА діаметром 18×1,5 мм з внутрішньою інтенсифікуючої насічкою.

Теплоізоляційний кожух генератора був посилений в порівнянні з серійним виконанням – додано додаткове скловолокно.

На рис. 6 та рис. 7 приведені результати експериментальних випробувань температурних полів у характерних точках АХА та камер.

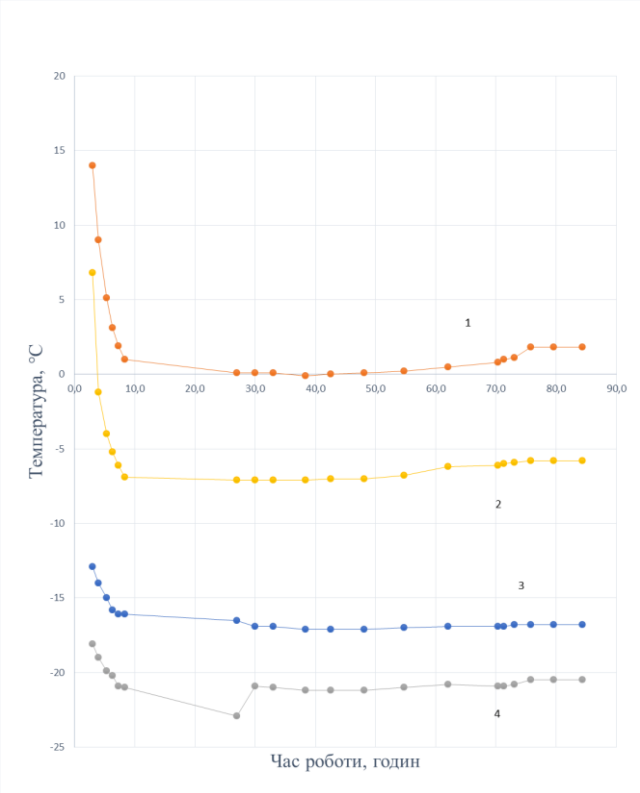


***Рисунок 6*** *– Температурні поля не завантаженої ТК в складі АХП: 1 – центр ХК, 2 – вихід випарника , 3 – НТО, 4 – вхід випарника*

Випробування проводились в режимі «виходу з непрацюючого стану» (всі елементи конструкції мають температуру зовнішнього повітря).

На першій серії випробувань вивчався типовий режим роботи АХП в «жорстких» умовах експлуатації.

В цьому випадку реалізовується безперервний режим підведення теплового навантаження на генератор АХА з номінальним (розрахунковим) значенням 110 Вт.

На рис.6 та рис.7 цей режим показано на часовому відрізку від 0 до 33 годин.

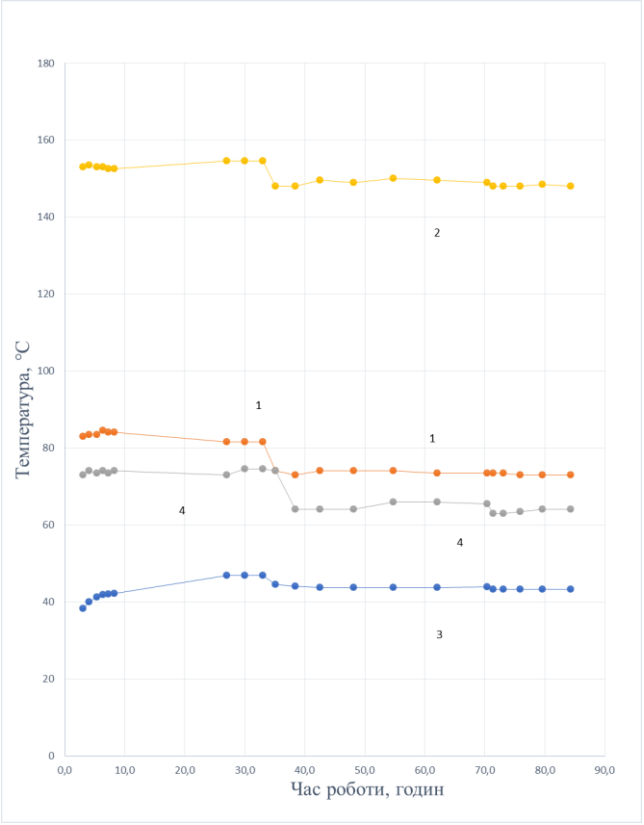


***Рисунок 7*** *– Температурні поля не завантаженої ТК в складі АХП: 1 – ДФТС, 2 – генератор , 3 – теплова камера, 4 – дефлегматор*

Починаючи з моменту запуску та 3 години майже на стаціонарний режим вийшли температури в генераторі, дефлегматорі, ДФТС та теплової камері, а стаціонарний режим в елементах охолодження (НТО, ХК та випарника АХА) досягнутий був тільки к 10 годинам безперервної роботи.

Робота ДФТС забезпечила підігрів внутрішнього об’єму теплової камери на 11…12 ºС вище температури зовнішнього повітря.

Слід зазначити, що в АПХ були досягнуті режими охолодження, які перевищують нормативні.

Так, температура в ХК складала 0,1…1,0 ºС (нормативна температура – не вище 5 ºС [23] ), а в НТО – приблизно мінус 17 ºС ( нормативна температура – не вище мінус 12 ºС [23] ).

Додаткове, щодо нормативних значень, зниження температур в камерах охолодження можливо забезпечувати двома факторами.

По-перше, знижено теплові втрати із генераторного вузла в навко-лишнє середовище.

По-друге, підвищена енергетична ефективність АХА за рахунок ін-тенсифікації процесу абсорбції (внутрішня насічка), що призвело також до збільшення холодопродуктивності випарника.

Під час випробувань 30 годин був перехід на

теплове навантаження генератора 90 Вт.

Зниження теплового навантаження призвело до зниження генерації пару, що можливо діагностувати по зниженню температури в точці вимірювання на дефлегматорі (рис. 7, точки 4) на 10 ºС відмічене також зниження температури в генераторі приблизно 5..0 ºС.

Слід зазначити, що зниження кількості генеруючого пара практично не вплинуло на температури в ХК та НТО. З чого випливає висновок, що при теплового навантаження в генераторі 110 Вт АХА працював з значним запасом по холодопродуктивності.

Тем не менш слід відзначити і такий момент – температура в тепловій камері при зниженні навантаження на генераторі з 110 Вт на 90 Вт практично не змінилось. Не змінилась також і температура ДФТС.

З усього вищевикладеного можна зробити висновок, що випарна ділянка ДФТС розташована в начальній зоні дефлегмації, де гарантовано мають місце температури 100…120 ºС при початковому пара аміаку від повітряних парів.

Для пошуку нижньої межі рівня теплового навантаження на генераторі, що забезпечує нормативні температури, був через 70 годин роботи АХА здійснено перехід з 90 Вт на 86 Вт.

Такий перехід призвів до незначного росту температур в ХК – до 1,8 ºС, але практично не вплинув на температуру в НТО.

Це можливо пояснити ростом температур на виході випарника АХА (рис. 7, точка 2) до 1,2 ºС.

Як показали випробування перехід на менше теплове навантаження (90 Вт → 80 Вт) генератора практично не сказався на температурах генератора, дефлегматора, ДФТС та теплової камери.

В подальшому через можливості виходу режимів охолодження в ХК та НТО за межі нормативних значень, було вирішено не знижувати теплове навантаження в генераторі АХА.

На другому етапі експериментальних випробувань АХА з тепловою камерою вивчалися режими роботи при заповненні теплової камери водою.

Результати таких випробувань приведені на рис. 8-14.

Теплова камера перед початком включення АХА була заповнена водою об’ємом 30 дм$^3$ з температурою 21 ºС.

Випробування проводились як в «жорстких» умовах експлуатації, так і при температурі зовнішнього повітря 25 ºС, при якому визначається величина добового енергоспоживання побутового холодильного приладу [23].

На рис. 8 та рис. 9 представлені температурні залежності в характерних точках АХП та АХА в часі при температурі зовнішнього повітря 32 ºС та 25 ºС.

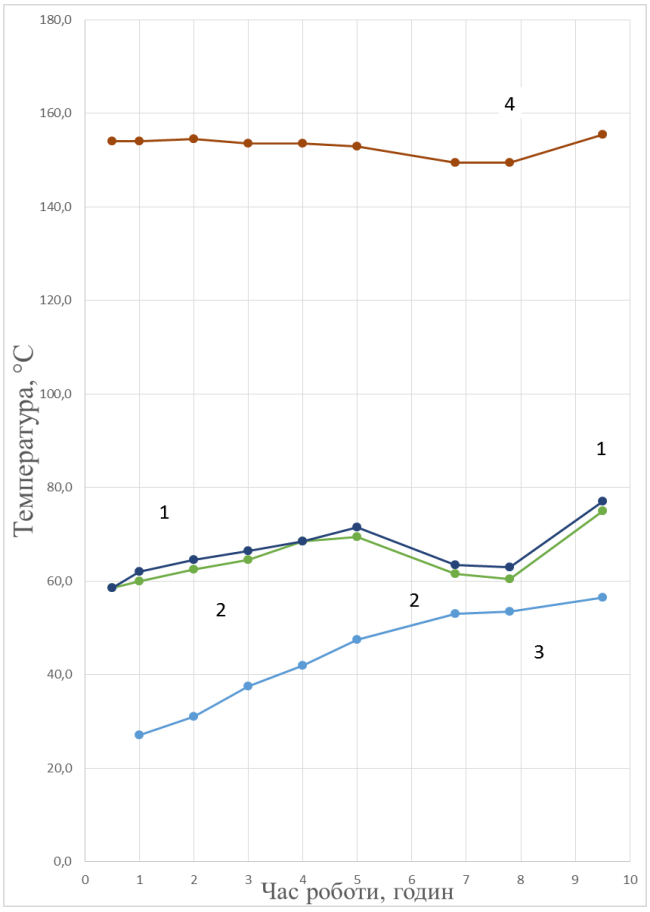


***Рисунок 8*** *– Температурні поля в характерних точках АХП та АХА в часі при температурі зовнішнього повітря 32 ºС та 25 ºС при завантаженою те-плової камерою: 1 – дефлегматор, 2 – ДФТС, 3 – теплова камера, 4 – генератор*

З урахуванням значного теплового навантаження для нагріву води в теплової камері було передбачено встановлення додаткового електронагрівача потужністю 195 Вт.

Вихід АХП з теплової камери на режим проходив із стаціонарного робочого стану АХА зі штатним тепловим навантаженням 110 Вт.

Протягом 5,5 годин роботи АХП з заповненою тепловою камерою:

а) температури в генераторі (рис. 8) та в зонах охолодження практично залишалися незмінними (рис. 9);

б) має місце зростання температури в дефлег-

маторі (на 4 ºС), теплової камері (на 26,5 ºС) та ДФТС (на 11 ºС).

Якщо режими «а» достатньо очевидні та не потребують додаткового пояснення, то випадок «б» достатньо нетривіальний.

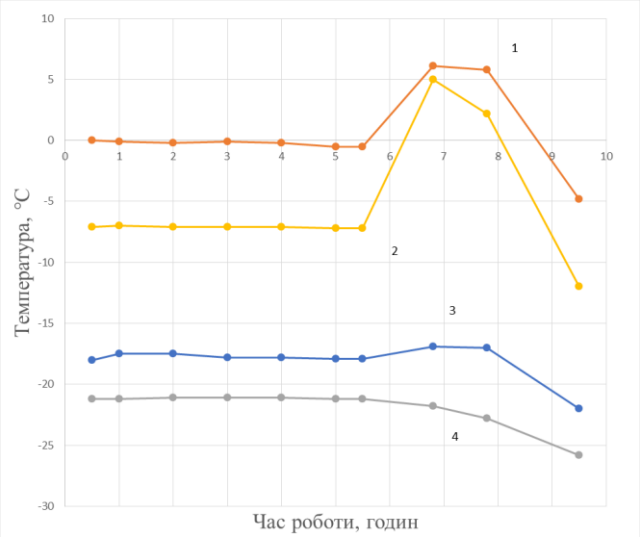


***Рисунок 9*** *– Температурні поля в характерних точках АХП та АХА в часі при температурі зовнішнього повітря 32 ºС та 25 ºС при завантаженою теплової камерою: 1 – центр ХК 2 – вихід випарника, 3 – НТО, 4 – вхід випарника*

Зокрема інтерес представляє зростання температур на дефлегматорі при незмінним тепловим навантаженням в генераторі АХА.

Таку ситуацію можливо пояснити впливом на тепловий режим дефлегматора через ДФТС теплової камери.

При роботі додаткового електронагрівача 195 Вт в теплової камері відбувається монотонне зростання температур води. А так як конденсаційна ділянка ДФТС зв'язана конструктивно в тепловому відношенні зі стінками теплової камери, то відбувалася зміна умов тепловідводу та зростання температур вже в самому ДФТС. При незмінному внутрішньому термічному опорі ДФТС зростала і температура в зоні підводу тепла ДФТС. В свою чергу це призвело до зниження теплового потоку в зоні контакту випарника ДФТС та дефлегматора АХА.

Умови очищення пари аміаку від пари води, в цьому випадку зміщується в область підвищених температур [24], що і призвело до синхронного зростання температур дефлегматора та ДФТС.

Через 5,5 годин, коли температура води в теплової камері досягла температури 50 ºС було здійснено перехід на потужність генератора 75 Вт, яких, як показали дослідження [4-7] відповідають режиму мінімального енергоспоживання.

Одночасно було вимкнено додатковий електронагрівач теплової камери. Також через 5,5 годин було змінені умови навколишнього середовища – температуру зовнішнього повітря знизили до 25 ºС.

Зниження генерації аміаку, як слід було чекати призвело до зниження холодопродуктивності випарника АХА і відповідним зростанням температур в НТО та в ХК. Температура в ХК дещо перевищила нормативну (не вище 5 ºС [23]).

Мало місце і зниження температури в зоні дефлегмації та ДФТС, але температура в тепловій камері не знизився і навіть спостерігалось її незначне зростання на 0,5 ºС.

Таким чином, ДФТС здійснював компенсацію теплових втрат в навколишнє середовище від нагрітої до 53 ºС води.

Через 7,8 годин роботи АХА для повернення в режим номінального охолодження ХК був здійснений перехід на теплове навантаження генератора 110 Вт.

Як показують результати випробувань на рис. 8 та рис. 9 це було досягнуто.

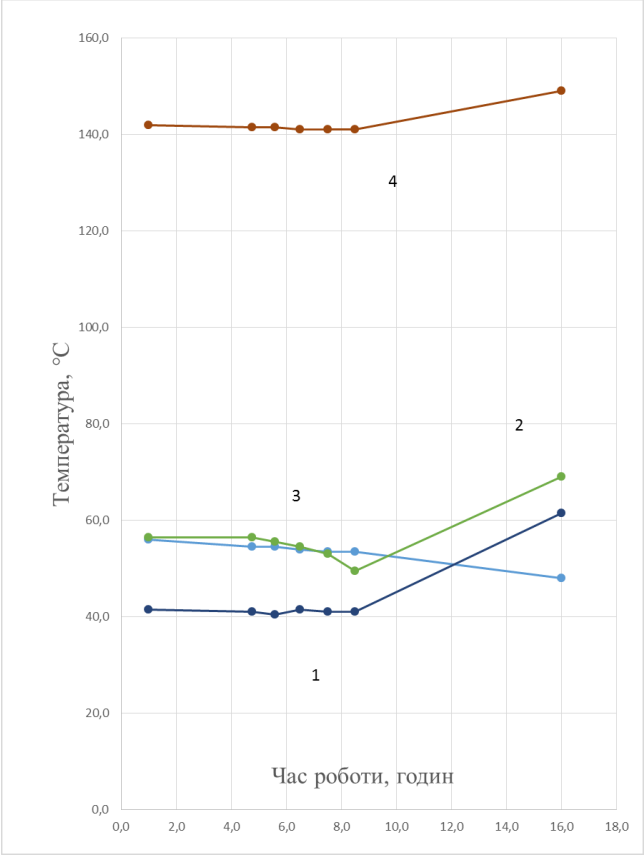


***Рисунок 10*** *– Температурні поля в характерних точках АХП та АХА в часі при завантаженою теплової камерою: 1 – дефлегматор, 2 – ДФТС, 3 – теплова камера, 4 – генератор*

Для пошуку режимів роботи з мінімальним енергоспоживанням були проведені випробування з переходом від номінального теплового навантаження генератора 110 Вт на 60 Вт (рис. 10 та рис. 11).

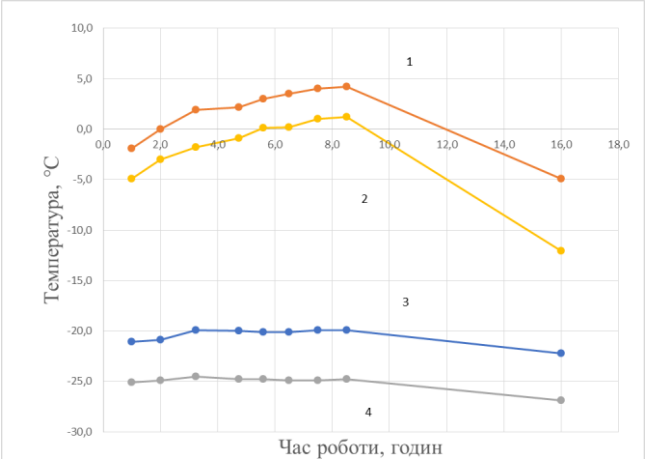


***Рисунок 11*** *– Температурні поля в характерних точках АХП та АХА в часі при завантаженою теплової камерою: 1 – центр ХК 2 – вихід випарника, 3 – НТО, 4 – вхід випарника*

Такий режим продовжувався 8,5 годин та був проведений при температурі зовнішнього повітря 25 ºС.

На протязі цього часу температура в зоні дефлегматора була менша, ніж в тепловій камері приблизно на 15 ºС.

Температура в тепловій камері практично залишалась незмінною.

Практична стабілізація температур в тепловій камері на рівні 53…55 ºС свідчить о компенсації теплових втрат в навколишнє середовище, за рахунок роботи ДФТС. Про це свідчить також наближені по числовим значенням температури в тепловій камері та ДФТС.

В точці вимірювання температури на дефлегматорі підтримується приблизно 40 ºС. Ця температура відповідає температурі насичення аміаку при тиску приблизно 18…19 бар [25] і очищення пари аміаку в цій точці закінчена.

Можливо зробити висновок, що в цьому режимі працюють на ДФТС зони дефлегматора, закриті теплоізоляційними кожухами.

Через зниження кількості генеруючого аміаку при тепловому навантажені генератора 60 Вт спостерігалося зростання температури в ХК (рис. 11).

При наближенні температури до ХК к значенням номінального (5 ºС) був здійснений перехід на навантаження в генераторі 110 Вт.

Дослідження роботи АХА на 60 Вт теплового навантаження на генераторі показали, що при виході теплової камери на режим при температурі зовнішнього повітря 25 ºС можливо на протязі деякого часу забезпечити режим з мінімальним енергоспоживанням.

Для вивчення можливостей забезпечення температурних режимів теплової камери були проведені випробування при температурі зовнішнього повітря 32 ºС («жорсткі» умови експлуатації ).

В початковий момент температура води в тепловій камері складала 9,5 ºС. Подавалася номінальне теплове навантаження на генератор 110 Вт.

Протягом 1 години працював додатковий електронагрівач з тепловою камерою, а потім був вимкнений.

Результати цієї серії випробувань представлені на рис. 12 та рис. 13.

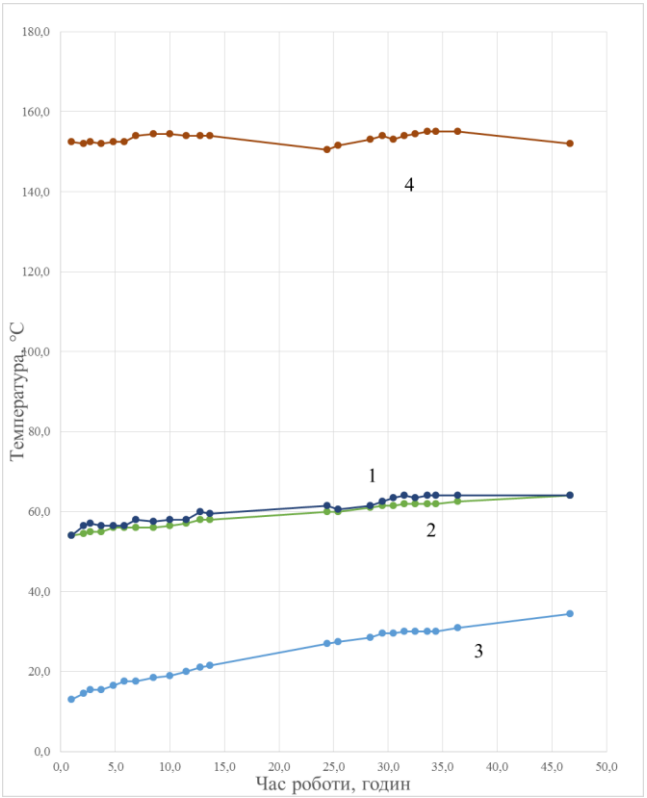


***Рисунок 12*** *– Температурні поля в характерних точках АХП та АХА в часі при завантаженій тепловій камері при температурі зовнішнього повітря 32 ºС («жорсткі» умови експлуатації) : 1 – дефлегматор, 2 – ДФТС, 3 – теплова камера, 4 – генератор*

Робота АХА здійснювалася протягом 46,7 годин. В цей час температура в тепловій камері монотонно зростала від 14,5 ºС та в кінці складала 31 ºС.

Одночасно з цим мало місце і відповідне зростання температур в дефлегматорі та ДФТС.

Температури в ХК та НТО були нижче нормативних значень, відповідно, -1…0 ºС та -17…-16 ºС.

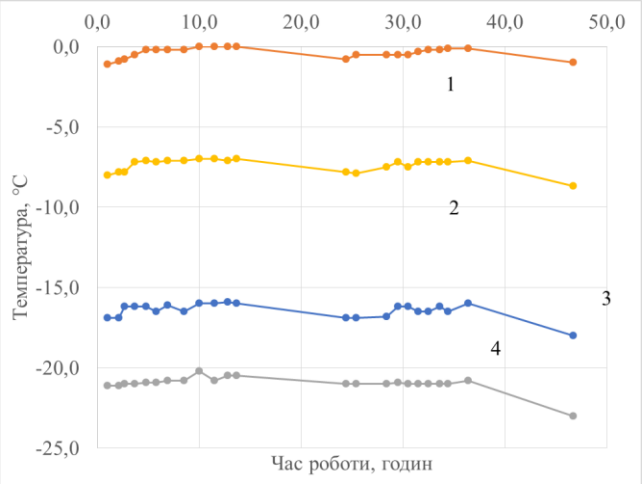


***Рисунок 13*** *– Температурні поля в характерних точках АХП та АХА в часі при завантаженій тепловій камері при температурі зовнішнього повітря 32 ºС («жорсткі» умови експлуатації): 1 – центр ХК 2 – вихід випарника, 3 – НТО, 4 – вхід випарника*

Ці випробування показали , що однієї теплоти дефлегмації для нагрівання води в тепловій камері об'ємом 30 дм$^3$ може бути недостатньо для досягнення санітарно – гігієнічних параметрів (30… 35 ºС [10]) навіть в умовах з мінімальними тепловими втратами в навколишнє середовище.

За результатами випробувань, приведених на рис. 12 та рис.13 можливо оцінити темп нагріву теплової камери при потужності ДФТС:

$$t_{\text{емр}} = \frac{34,5-13,0}{46,7-1,0} = 0,47\ \frac{^\circ\text{C}}{\text{год}}$$

З урахуванням отриманого значення темпу нагріву можливо розрахувати, що для нагріву води за допомогою ДФТС до температури 35 ºС за 12 годин потрібно мати початкову температуру води 29 ºС. За добу можливо нагріти воду до 35 ºС від початкової температури 23,7 ºС.

Для визначення добового енергоспоживання АХП з тепловою камерою були проведені експериментальні дослідження при температурі зовнішнього повітря 25 ºС та номінального теплового навантаження генератора 110 Вт (рис. 14).

Реалізований періодичний режим роботи подачі теплового навантаження в генераторі за допомогою терморегулятора в ХК.

Для забезпечення нормативного режиму в ХК не вище 5 ºС терморегулятор був встановлений в положення «1,5». Температура в тепловій камері складала 35,5 ºС, в НТО – не вище -12 ºС. За допомогою лічильника теплового навантаження за час проведення випробування зафіксовано значення 1,536 кВт·год., що дещо нижче паспортної потужності АХП типу АШ – 150 (1,43 кВт·год [26-28]) на 6,9 %.

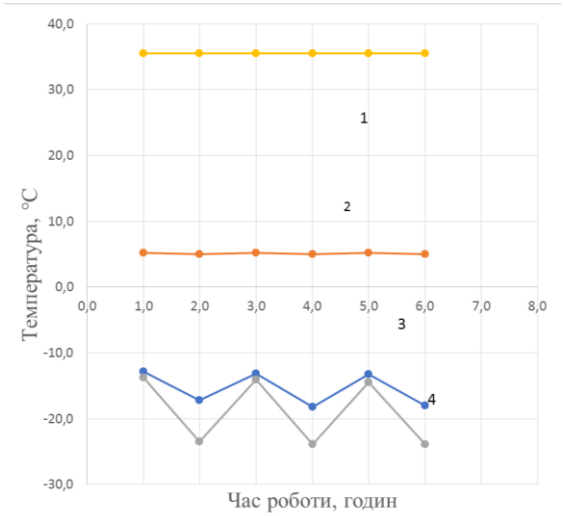


***Рисунок 14*** *– Температурні поля в характерних точках АХП та АХА в часі при завантаженою теплової камерою при температурі зовнішнього повітря 25 ºС: 1 – центр ХК 2 – вихід випарника, 3 – НТО, 4 – вхід випарника*

У процесі проведення експериментальних досліджень АХП з тепловою камерою було вивчено і теплові режими роботи всіх елементів АХА.

Особливий інтерес представили результати досліджень генераторного вузла, зокрема, температурних полів підйомного генератора – термосифона (надалі генератора).

Відомо [29], що у зв'язку з наявністю, хоч і несуттєвих втрат через теплоізоляційний кожух генераторного вузла має місце часткова конденсація в парарідкому стовпі генератора. Це призводить до зниження кількості циркулюючого холодильного агента (аміаку) і, відповідно, до зниження холодопродуктивності випарника АХА. Для компенсації таких втрат автори [29] запропонували встановити додатковий компенсаційний електронагрівач на підйомній магістралі генератора АХА. Було показано, що незважаючи на додаткові витрати електричної енергії, має місце позитивний сумарний ефект, який досягає 10 % [30].

Запропоновано розвиток такої компенсаційної схеми роботи генераторного вузла АХА. Замість

додаткового електронагрівача було встановлено циліндричний двофазний термосифон (рис.15, поз 3).

Проведені експериментальні дослідження показали, що за рахунок ефективного перенесення тепла по висоті підйомної ділянки 1 генератора вдається знизити електроспоживання основного генератора 2 на 7...8 % [31, 32].

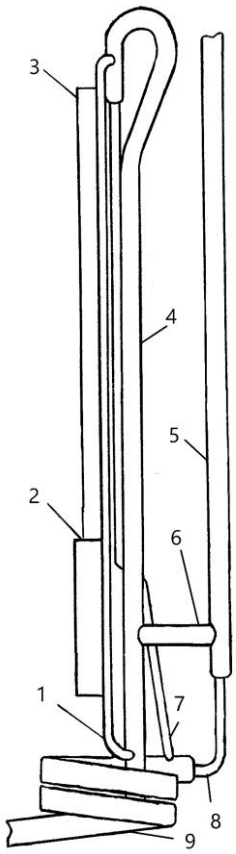


***Рисунок 15*** *– Схема розташування ДФТС в генераторному вузлу АХА: 1 – підйомний генератор-термосифон холодильного агрегату; 2 – електронагрівач; 3 – ДФТС; 4(5) – опускна (підйомна) магістраль дефлегматора; 6 – горизонтальний ректифікатор; 7(8) – канал слабкого ( міцного) ВАР; 9 – рідинний теплообмінник розчинів.*

Деяке зниження корисного енергетичного ефекту щодо варіанта з додатковим електронагрівачем можна пояснити збільшенням поверхні теплорозсіювання на компенсаційному термосифоні.

Таким чином, вивчив особливості роботи абсорбційного холодильного приладу з ТК, можливо провести фізичне моделювання його режимів експлуатації.

## 5. Моделювання режимів роботи абсорбційного холодильного приладу з додатковою тепловою каме-рою

Метою такого моделювання є находження алгоритмів управління АХП з ТК, що забезпечують як використані температурні режими в ТК, так і нормативи температур у НТО та ХК, а також мінімально можливе при цьому енергоспоживання АХП в цілому.

Представлені модельні уявлення базуються на результатах розробок Завертаного В.В. [24], Василіва О.Б. [33], Тюхай Д.С. [34], Тітлов О.О. [35, 36] та Холодкова А.О. [37], які були присвячені вирішенню проблеми мінімізації енергоспоживання традиційного АХП за рахунок удосконалення режимів транспортування аміаку через дефлегматор АХА.

В основі модельного осмислення процесів теплової взаємодії ланцюга «дефлегматор АХА - випарник ДФТС - конденсатор ДФТС - теплова камера» лежить перевірочний розрахунок елементарної комірки дефлегматора.

Схема потоків у зоні контакту дефлегматора та ДФТС наведена на рис.16.

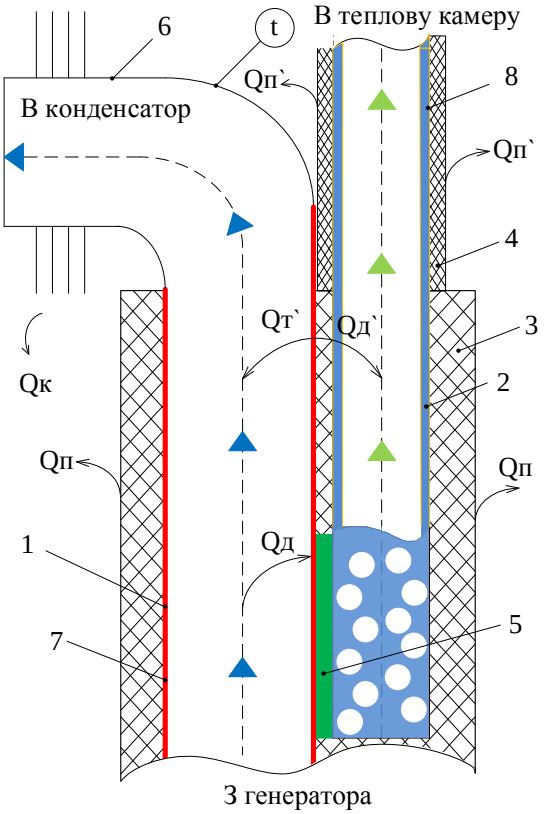


***Рисунок 16*** *– Схема потоків в зоні контакту дефлегматора АХА та ДФТС: 1 – дефлегматор АХА; 2 – ДФТС; 3 – теплоізоляційний кожух генератор-ного вузла АХА; 4 – теплоізоляційний кожух транспортної зони ДФТС; 5 – стиснутий пористий матеріал на основі міді; 6 – конденсатор АХА; 7 – плівки флегми водоаміачного розчину; 8 – плівки конденсату теплоносія ДФТС; t – точка виміру характерної температури на виході дефлегматора АХА;*

На рис. 16 теплові потоки: $Q_к$, $Q_п$, $Q_{п'}$, $Q_Д$, $Q_{т'}$, $Q_{Д'}$, відповідно, від конденсатора АХА в навколи-

шнє середовище, втрати через теплоізоляційний кожух генераторного вузла; втрати через теплоізоляційний кожух транспортної зони ДФТС; в зоні теплового контакту дефлегматора ДФТС та випарника ДФТС; із транспортної зони ДФТС в дефлегматор АХА; із дефлегматора АХА в транспортну зону ДФТС.

Дефлегматор АХА 1 та частково нижня частина ДФТС 2 закриті загальним теплоізоляційним кожухом 3. Транспортна зона ДФТС 4 закривається окремим теплоізоляційним кожухом 4. Випарна ділянка ДФТС заповнена рідким теплоносієм і пов'язана в тепловому відношенні через пористий стиснутий матеріал 5 з дефлегматором 1 в нижній його частині. Транспортна зона ДФТС закрита теплоізоляцією – частково кожухом генераторного вузла, а частково окремою ділянкою 4.

Незважаючи на теплоізоляцію, мають місце теплові втрати в навколишнє середовище $Q_{\text{П}}$ через досить високий рівень температур (від 50 до 170 ºС) на дефлегматорі АХА.

Аналогічні втрати, але менші, порівняно з дефлегматором, мають місце і на транспортній зоні ДФТС $Q_{\text{П}}$.

Водоаміачна перша суміш, що надходить з генератора АХА з температурою порядку 150...170 ºС за рахунок наявності теплових втрат $Q_{\text{П}}$ конденсується з переважним зрідженням низькокиплячого компонента – аміаку.

Конденсат, який утворився (флегма), стікає з дефлегматора назад в генератор АХА, тобто має місце протиточний режим флегми та парової суміші.

Очищена від води пара аміаку направляється в конденсатор 6, в якому за рахунок теплообміну із зовнішнім повітрям зріджується з відведенням тепла $Q_{\text{К}}$. Конденсат аміаку стікає далі у випарник АХА.

У конденсаторі 6 тиск пари аміаку відповідає повному тиску в системі, а в дефлегматорі повний тиск складається з суми парціальних тисків пари аміаку і пари води.

Ступінь очищення пари аміаку на виході дефлегматора АХА 1 контролюється за допомогою датчика температури та визначає керуючий алгоритм подачі теплового навантаження на генератор АХА. В схемі роботи АХА без ДФТС має місце баланс тепла:

$$Q_{\text{Д}} = Q_{\text{П}}. \qquad (8)$$

За наявності додаткового теплового стоку у вигляді ДФТС баланс тепла має вигляд:

$$Q_{\text{Д}} = Q_{\text{П}} + Q_{\text{Д}'}. \qquad (9)$$

Нижня частина ДФТС заповнена рідким теплоносієм з розрахунку забезпечення повного теплового контакту по висоті через пористу стислу пластину 5 з дефлегматором АХА.

Пара теплоносія ДФТС, що утворюється при підведенні тепла, проходить в транспортну зону ДФТС і далі направляється в зону конденсації, пов'язану з тепловою камерою.

За рахунок різниці температур в зоні підведення та відведення тепла в ДФТС при однаковому тиску в паровому об'ємі відбувається конденсація пари теплоносія з відведенням тепла у теплову камеру.

Конденсат теплоносія 8, який утворюється стікає з конденсатора ДФТС в його транспортну зону і далі в випарник ДФТС і пароконденсаційний цикл повторюється знову.

Рівень температур у ДФТС до 70 ºС (рис.10) та розташування транспортної зони ДФТС у безпосередній близькості до дефлегматора дозволяє зробити припущення про походження теплових втрат в зоні теплоізоляційного кожуха 3 генераторного вузла АХА.

Надалі на транспортній ділянці ДФТС слід враховувати втрати у навколишнє середовище $Q_{\text{П}'}$.

Таким чином, тепловий потік від дефлегматора АХА в теплову камеру $Q_{\text{ТК}}$ складе:

$$Q_{\text{ТК}} = Q_{\text{Д}} + Q_{\text{Д}'} - Q_{\text{П}} - Q_{\text{П}'}. \qquad (10)$$

У той же час, як показали експериментальні дослідження при роботі АХА з ДФТС, можуть мати місце режими роботи, коли з транспортної зони ДФТС виникає тепловий потік $Q_{\text{Т}'}$ у бік дефлегматора.

У цих випадках теплова камера знаходиться в розігрітому стані і відповідно всі зони ДФТС працюють при підвищених температурах.

У режимі розігрівання теплового навантаження за температурою парогазового фронту [36,37] може настати стан, коли підйомна ділянка дефлегматора може мати температуру нижче, ніж транспортна зона ДФТС. В цьому випадку і виникає тепловий потік $Q_{\text{Т}}$.

Позитивним моментом у цьому режимі є про-

грів верхньої частини дефлегматора в неробочому періоді «очікування» генератора АХА. При поверненні до робочого режиму попередньо прогрітий дефлегматор дозволить швидше вийти на максимальну холодопродуктивність випарника.

В основі математичної моделі системи «дефлегматор АХА – ДФТС – теплова камера» лежить рівняння теплового балансу корпусу дефлегматора у часткових похідних:

$$\frac{\partial}{\partial\tau}(\rho c t) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda\frac{\partial t}{\partial x}\right) + \int Q(x), \qquad (11)$$

де ρ, $c$, λ – теплофізичні властивості матеріалу стінки дефлегматора; $t$ – поточна температура елементарної комірки стінки дефлегматора; $\int Q(x)$ – інтегральний тепловий потік від внутрішніх джерел тепла ( в нашому випадку $\int Q(x) = 0$); τ – час.

Ліва частина рівняння (11) являє собою зміну внутрішньої енергії елементарної комірки дефлегматора, а права частина – алгебраїчну суму конвективних і кондуктивних потоків.

Тоді температура елементарного осередку дефлегматора визначатиметься як:

$$t(\tau) = t(\tau = 0) + \frac{1}{mc}\Delta Q(\tau)\, d\tau, \qquad (12)$$

де $t(\tau = 0)$ – початкова температура; $Q(\tau)$ – алгебраїчна сума теплових потоків елементарної комірки дефлегматора в момент часу τ, Вт.

При моделюванні застосовували такі припущення:

а) внутрішнім термічним опором можна знехтувати;

б) контактним термічним опором в зоні дефлегматора ДФТС стисненого пористого матеріалу можна знехтувати;

в) процес дифузії пари аміаку з потоку до стінок дефлегматора є ідеальним, тобто, парціальний тиск пари аміаку у водоаміачний паровій суміші однаково в радіальному напрямку і в центрі і біля стінки дефлегматора.

З використанням модельних уявлень про процеси теплообміну в системі «дефлегматор – ДФТС – теплова камера» отримано чисельні значення температурно – енергетичних параметрів. Це дозволило знайти енергетично ефективні режими керування АХП із додатковою тепловою камерою.

Зокрема, було показано, що зона теплового контакту випарника ДФТС та дефлегматора АХА повинні розташовуватися на рівні температур підйомної ділянки дефлегматора від 150...170 ºС до 50...70 ºС.

Різниця температур дана для різних умов експлуатації. Найменша температура при 25 ºС зовнішнього повітря, а більша – при 32 ºС.

У зв'язку з цим у подальших розробках доцільно знайти спосіб досягнення таких умов в одному апарату при роботі в широкому діапазоні параметрів зовнішнього повітря.

## 6. Висновки

У процесі проведення експериментальних досліджень було показано можливість роботи комбінованих абсорбційних побутових приладів, що містять у своєму складі як камери з низькими температурами (ХК та НТО), так і з підвищеними (теплову камеру).

Показано, що комбінований абсорбційний холодильний прилад можна створити на базі вітчизняних моделей Васильківського заводу холодильників типу "Кристал-108" АШ-150 з мінімальними технологічними доробками.

У процесі проведення експериментальних досліджень визначено найбільш раціональне місце відведення викидного тепла дефлегмації для забезпечення температурних режимів нагрівальної камери.

Проведено добірку ДФТС для забезпечення ефективного теплового зв'язку дефлегматора АХА та теплової камери. Підібраний ДФТС завдовжки 1530 мм та діаметром 10×1 мм. Теплоносій – етиловий спирт. Зона конденсації становила 385 мм. Теплова камера має об'єм 35 дм$^3$ і вписувалася в габарити холодильної шафи.

Для забезпечення ефективного теплового зв'язку дефлегматора АХА і ДФТС було використано пористий стиснений матеріал на основі міді. Експериментальним шляхом було отримано залежність ефективної теплопровідності пористого матеріалу від ступеня стиснення. Показано, що за максимального ступеня стиснення (близько 8) досягається чисельне значення ефективної теплопровідності 166,9 Вт/(м·К).

У різних режимах підведення теплового навантаження на генератор АХА виконано тестування теплових режимів незавантаженої теплової камери. Показано, що за рахунок утилізації викидного тепла дефлегмації в тепловій камері може бути

досягнута температура порядку 40 ºС при одночасному забезпеченні нормативних теплових режимів в камерах охолодження (НТО – близько -18 ºС, ХК – 0...2 ºС) в "жорсткому" режимі експлуатації (температура зовнішнього повітря 32 ºС ).

При завантаженій тепловій камері (залита 30 дм$^3$ води) проведено дослідження з додатковим електронагрівачем потужністю 195 Вт, який забезпечував початковий підігрів води. Було показано, що ДФТС, пов'язаний у тепловому відношенні з дефлегматором та тепловій камери, успішно працює в режимі термостатування теплової камери. Визначено темп нагрівання досліджуваної теплової камери. Показано, що нагрівання води до 35 ºС за рахунок утилізації тепла дефлегмації та роботи ДФТС може бути здійснене за добу за початкової температури води 23,7 ºС.

В умовах проведення експерименту було визначено добове енергоспоживання згідно з нормативною методикою [23]. Воно становило 1,43 кВт·год, що у 6,9 % менш, ніж в холодильного приладу у традиційному виконанні.

Запропоновано новий енергозберігаючий спосіб роботи генератора-термосифона АХА. Для часткової компенсації теплових втрат з підйомної частини, запропоновано встановити додатковий двофазний термосифон. Показано, що такий спосіб роботи легко може бути реалізованим та дозволяє економити до 7...8 % теплового навантаження, що підводиться.

З урахуванням одержаних результатів експериментальних досліджень проведено моделювання теплових режимів дефлегматора та ДФТС. Було показано, що зона контакту ДФТС та дефлегматора АХА повинна розташовуватися на підйомній ділянці дефлегматора в зоні температур 50...150 ºС за температури зовнішнього повітря 32 ºС і 70...170 ºС при температурі 25 ºС.

Подальший розвиток розробок енергозберігаючих технологій у комбінованих абсорбційних холодильних приладах доцільно проводити з використанням тепло- та холодоакумулюючих матеріалів.

## Особистий внесок авторів CRediT

**Гратій Т.І.:** перевірка, візуалізація, програмне забезпечення, написання – огляд та редагування.
**Тітлов О.С.:** концептуалізація, методологія, дослідження, формальний аналіз, написання – оригінальний проект, адміністрування.

## Література

1. Types of Refrigerators For The Home. URL: https://gharpedia.com/blog/types-of-fridge-for-home/ (дата звернення: 24.01.2023).
2. Estimation and Trends of the Absorption Refrigeration Global Market. URL: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-981-33-4183-8_50 (дата звернення: 24.01.2023).
3. Thermoelectric cooler. Popular Shopping Ideas URL: https://www.amazon.com/thermoelectric-cooler/s?k=thermoelectric+cooler (дата звернення: 24.01.2023).
4. United Nations on Climate Change. General Convention Kyoto. – 1997.
5. **McMullan J.T.** Refrigeration and the environment – issues and strategies for the future // International Journal of Refrigeration. – 2002. – Vol. 25. – P. 89-99.
6. Problems of transition to alternative refrigerants. URL: https://refindustry.com/articles/articles/problems-of-transition-to-alternative-refrigerants (дата звернення: 24.01.2023).
7. **Тітлов О.С., Захаров М.Д.** Науково-технічні основи створення енергозберігаючих побутових абсорбційних холодильних приладів // Наукові праці ОНАХТ. – 2009. – № 35. – Т.1. – С. 113-127.
8. **Erik Björk**. Energy Efficiency Improvements in Household Refrigeration Cooling Systems. Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration. – Department of Energy Technology, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden 2012. URL: https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:514733/fulltext01.pdf (дата звернення: 24.01.2023).
9. **Тітлов О.С.** Порівняння характеристик абсорбційної та компресійної побутової холодильної техніки // Холодильна техніка та технологія. – 1997. – № 57. – С. 39-41.
10. **Захаров М.Д., Тітлов О.С., Ботук Ю.С., Василів О.Б., Рева Н.В.** Енергетичні і екологічні показники компресійної та абсорбційної побутової холодильної техніки // Наукові праці ОДАХТ. – 1997. – № 17. – С. 167-175.
11. **Тітлов О.С., Василів О.Б.** Вартісні та екологічні експлуатаційні характеристики апаратів побутової холо-дильної техніки в Україні і країнах ЄЕС // Ринок інсталяційний. – 1998. – № 9. – С. 18-20.
12. Thermoelectric refrigerator URL: https://www.academia.edu/5263544/thermoelectric_refrigerator (дата звернення: 24.01.2023).
13. **Тітлов О.С.** Новий напрямок розвитку побутової холодильної техніки // Теплові режими та

охолодження радіоелектронної апаратури. – 1993. – № 2. – С. 61-63.

14. **Чернишов В.Ф., Двірний В.В., Овечкін Г.І., Тітлов О.С., Смірнов-Васильєв К.Г., Хоменко Н.Ф., Демтіров В.Х., Григоров Г.І., Оліфер Г.М.** Пат. 1814006, МПК F 25 D 11/02. Комбінований абсорбційний холодильник. – № 4890425/06; заявл. 13.12.90; опубл. 07.05.93. – Бюл. №17.

15. **Тітлов О.С., Чернишов В.Ф., Двірний В.В., Овечкін Г.І., Смірнов-Васильєв К.Г., Хоменко Н.Ф., Оліфер Г.М., Демтіров В.Х., Григоров Г.І.** Пат. 1814007, МПК F 25 D 11/02. Комбінований абсорбційний холодильник. – № 4890427/06; заявл. 13.12.90; опубл. 07.05.93. – Бюл. №17.

16. **Чернишов В.Ф., Двірний В.В., Тітлов О.С., Овечкін Г.І., Смірнов-Васильєв К.Г., Хоменко Н.Ф., Демтіров В.Х., Григоров Г.І., Оліфер Г.М.** Пат. 1814008, МПК F 25 D 11/02. Комбінований абсорбційний холодильник. – №4890428/06; заявл. 13.12.90; опубл. 07.05.93. – Бюл. №17.

17. **Чернишов В.Ф., Овечкін Г.І., Тітлов О.С., Смірнов-Васильєв К.Г., Двірний В.В., Хоменко Н.Ф., Оліфер Г.М.** Пат. 1835898, МПК F 25 D 11/00. Пристрій для теплової обробки та зберігання продуктів. – №4874603/13; заявл. 17.10.90; опубл. 06.06.94. – Бюл. №25.

18. **Тітлов О.С., Захаров М.Д., Василів О.Б., Вольневіч С.В.** Деклараційний патент № 47751А, МПК F 25 B 15/10. Комбінований абсорбційний холодильник. – №2001096073; заявл. 04.09.2001; опубл. 15.07.02. – Бюл. № 7.

19. **Тітлов О.С., Захаров М.Д., Василів О.Б., Вольневіч С.В.** Деклараційний патент № 47866А, МПК F 25 D 11/02. Комбінований абсорбційний холодильник. – №2001106933; заявл. 11.10.01; опубл. 15.07.02. – Бюл. № 7.

20. **Тележенко Л.М., Тітлов О.С., Вольневіч С.В., Козонова Ю.О.** Розробка нового типу побутових комбінованих приладів // Наукові праці ОНАХТ. – 2009. – № 35. – Т.1. – С. 22-25.

21. **Тітлов О.С., Козонова Ю.А., Приймак В.Г.** Розробка побутових комбінованих приладів абсорбційного типу // Холодильна техніка та технологія. – 2018. – Т.54. – № 2. – С.10-24.

22. **Тележенко Л.М., Тітлов О.С., Вольневіч С.В., Козонова Ю.О.** Розробка нового типу побутових приладів // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – 2011. – Вип. 7. – С.36-40.

23. ДСТУ 3023-95 (ГОСТ 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91). Прилади холодильні побутові. Експлуатаційні характеристики та методи випробувань. – Введено вперше 20.07.95. –К.: Держстандарт України, 1996. – 22 с.

24. **Тітлов О.С., Завертаний В.В., Василів О.Б., Ленський Л.Р.** Експериментальні дослідження температурно-енергетичних характеристик низькотемпературних камер на основі АДХМ // Теплові режими та охолодження радіоелектронної апаратури. Науково-технічна збірка. –1998. – № 1. – С. 60-67.

25. **Богданов С.Н, Бурцев С.І., Іванов О.П., Купріянова А.В.** Довідник Властивості речовин. Холодильна техніка. – СПб.: СПбДАХПТ, 1999. – 320 с.

26. **Тітлов О.С.** Порівняння характеристик абсорбційної та компресійної побутової холодильної техніка // Холодильна техніка та технологія. – 1997. – № 57. – С. 39-41.

27. **Titlov, O., & Hratii, T.** Development of a new type of household appliances – refrigerators with a heating chamber // ScienceRise. – 2023. – Vol. 1. – P. 3-15.

28. **Гратій Т.І, Тітлов О.С.** Розробка апаратів для первинної термічної обробки і холодильного зберігання харчових продуктів // Холодильна техніка та технологія. – 2021. – Т. 57(3). – С. 126-137.

29. **Овечкін Г.І., Чернишов В.Ф., Смірнов-Васильєв К.Г., Тітлов О.С., Двірний В.В.** Пат. 2033582, МПК6 F 25 B 15/02. Спосіб роботи генератора абсорбційно-дифузійного холодильного агрегату. – № 4880699/06; заявл. 11.09.90; опубл. 20.04.95. – Бюл. №11.

30. **Тітлов О.С., Овечкін Г.І., Чернишов В.Ф., Ільїних В. В.** Пат. 2073179, МПК6 F 25 B 15/04. Абсорбційний холодильник. – № 92010547/06; заявл. 08.12.92; опубл. 10.02.97. – Бюл. №4.

31. **Тітлов О.С.** Енергозберігаюче керування режимами побутових абсорбційних холодильних приладів (АХП). Частина. 1 // Автоматизація технологічних та бізнес процесів. – 2011. – № 5, 6. – С. 38-43.

32. **Тітлов О.С.** Енергозберігаюче керування режимами побутових абсорбційних холодильних приладів (АХП). Частина. 2 // Автоматизація технологічних та бізнес процесів. – 2011. – № 5, 6. – С.45-53.

33. **Тітлов О.С., Василів О.Б.** Пошук енергозберігаючих режимів роботи серійних абсорбційних холодильних апаратів // Холодильна техніка та технологія. – 1999. – №60. – С. 28-37.

34. **Тітлов О.С., Тюхай Д.С.** Енергозберігаючі

режими роботи перекачуючих термосифонів АДХМ // Промислова теплотехніка. – 2003. – Т. 25. – № 4. – С. 76-79.
35. **Тітлова О.О., Тітлов О.С.** Аналіз впливу теплової потужності, що підводиться в генераторі абсорбційного холодильного агрегату, на режими роботи та енергетичну ефективність абсорбційного холодильного приладу // Наукові праці ОНАХТ. – 2011. – Вип. 39. – Т.1. – С.148-154.
36. **Titlova O., Titlov O., Olshevska O.** Search of the energy efficient operation modes of absorption refrigeration units // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – 5/2(83). – P. 45-53. DOI:10.15587/1729-4061.2016.79353.
37. **Холодков О.О., Тітлов О.С., Тітлова О.О.** Моделювання теплових режимів дефлегматора побутового абсорбційного холодильного агрегату // Холодильна техніка та технологія. – 2017. – № 53(4). – С. 4-11.

Отримана в редакції 03.02.2023, прийнята до друку 16.03.2023

# Increasing the energy efficiency of combined absorption refrigeration appliances

***Tetiana Hratii*[1], *Oleksandr Titlov*[✉2]**
[1-2] Odesa National University of Technology, 112 Kanatna Str., Odesa, 65039, Ukraine
✉ e-mail: [2]titlov1959@gmail.com
ORCID: [1]https://orcid.org/0000-0002-3525-8410; [2]https://orcid.org/0000-0003-1908-5713

*The article presents the results of experimental and theoretical studies of combined household refrigeration appliances that combine the functions of cooling and heating. In the process of conducting experimental studies, the possibility of operation of these devices, which contain both chambers with low temperatures (CC and LTO), and elevated ones (thermal chamber) is shown. The most rational place for removing the waste heat of dephlegmation to ensure the temperature regimes of the heating chamber has been determined. A selection of TPTS was carried out to ensure effective thermal communication between the ARA dephlegmator and the thermal chamber. A porous compressed material based on copper was used to ensure effective thermal communication between the ARA dephlegmator and the TPTS. The dependence of the effective thermal conductivity of the porous material on the degree of compression was obtained experimentally. It is shown that at the maximum degree of compression (about 8) the numerical value of the effective thermal conductivity of 166.9 W/(m·K) is achieved. Testing of the thermal modes of the unloaded thermal chamber was performed in different modes of supplying the thermal load to the ARA generator. It is shown that the TPTS, thermally connected with the dephlegmator and the thermal chamber, successfully works in the mode of thermostating the thermal chamber. The heating rate of the investigated thermal chamber was determined. In the conditions of the experiment, the daily energy consumption was determined to be 1.43 kWh, which is 6.9% less than that of a conventional refrigerator. A new energy-saving method of operation of the ARA thermosyphon generator is proposed. For partial compensation of heat losses from the lifting part, it is proposed to install an additional two-phase thermosyphon. It has been proven that this method of operation can be easily implemented and allows to save up to 7...8% of the supplied heat load.*

***Keywords:*** *Energy saving; Natural working bodies; Household refrigerating appliances; Utilization of waste heat; Absorption refrigeration units; Deflegmator; Two-phase thermosiphon; Thermal camera*

## References

1. Types of Refrigerators For The Home. Retrived 24 January 2023 from https://gharpedia.com/blog/types-of-fridge-for-home/.
2. Estimation and Trends of the Absorption Refrigeration Global Market. Retrived 24 January 2023 from https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-981-33-4183-8_50.
3. Thermoelectric cooler. Popular Shopping Ideas Retrived 24 January 2023 from https://www.amazon.com/thermoelectric-cooler/s?k=thermoelectric+cooler.
4. (1997) United Nations on Climate Change. General Convention Kyoto.

5. **McMullan, J.T.** (2002) Refrigeration and the environment – issues and strategies for the future. *International Journal of Refrigeration, 25, 89-99.*
6. Problems of transition to alternative refrigerants. Retrived 24 January 2023 from https://refindustry.com/articles/articles/problems-of-transition-to-alternative-refrigerants.
7. **Titlov, O.S., Zakharov, M.D.** (2009) Scientific and technical basis of creating energy-saving household absorption refrigerating devices. *Scientific works of ONAFT, 35, 1, 113-127.*
8. **Björk, E.** (2012) Energy Efficiency Improvements in Household Refrigeration Cooling Systems. Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration. *Department of Energy Technology, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden*. Retrived 24 January 2023 from https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:514733/fulltext01.pdf.
9. **Titlov, O.S.** (1997) Comparison of the characteristics of absorption and compression household refrigeration equipment. *Refrigeration engineering and technology, 57, 39-41.*
10. **Zakharov, M.D., Titlov, O.S., Botuk, Yu.S., Vasyliv, O.B., Reva, N.V.** (1997) Energy and environmental indicators of compression and absorption household refrigerating equipment. *Scientific works of OSAFT, 17, 167-175.*
11. **Titlov, O.S., Vasyliv, O.B.** (1998) Cost and environmental operational characteristics of household refrigeration appliances in Ukraine and EU countries. *Installation market, 9, 18-20.*
12. Thermoelectric refrigerator Retrived 24 January 2023 from https://www.academia.edu/5263544/thermoelectric_refrigerator.
13. **Titlov, O.S.** (1993) A new direction in the development of household refrigeration equipment. *Thermal regimes and cooling of radio-electronic equipment, 2, 61-63.*
14. **Chernyshov, V.F., Dvirny, V.V., Ovechkin, G.I., Titlov, O.S., Smirnov-Vasiliev, K.G., Khomenko, N.F., Demtirov, V.Kh., Grigorov, G.I., Olifer, H.M.** (1993) Pat. 1814006, IPC F 25 D 11/02. Combined absorption refrigerator. No. 4890425/06; statement 13.12.90; published 05/07/93. Bull. No. 17.
15. **Titlov, O.S., Chernyshov, V.F., Dvirniy, V.V., Ovechkin, G.I., Smirnov-Vasiliev, K.G., Khomenko, N.F., Olifer, H.M., Demtirov, V.Kh., Hryhorov, G.I.** (1993) Pat. 1814007, IPC F 25 D 11/02. Combined absorption refrigerator. No. 4890427/06; statement 13.12.90; published 05/07/93. Bull. No. 17.
16. **Chernyshov, V.F., Dvirniy, V.V., Titlov, O.S., Ovechkin, G.I., Smirnov-Vasiliev, K.G., Khomenko, N.F., Demtirov, V.Kh., Grigorov, G.I., Olifer, H.M.** (1993) Pat. 1814008, IPC F 25 D 11/02. Combined absorption refrigerator. No. 4890428/06; statement 13.12.90; published 05/07/93. Bull. No. 17.
17. **Chernyshov, V.F., Ovechkin, G.I., Titlov, O.S., Smirnov-Vasiliev, K.G., Dvirny, V.V., Khomenko, N.F., Olifer, H.M.** (1994) Pat. 1835898, IPC F 25 D 11/00. Device for heat treatment and storage of products. No. 4874603/13; statement 17.10.90; published 06.06.94. Bull. No. 25.
18. **Titlov, O.S., Zakharov, M.D., Vasyliv, O.B., Volnevich, S.V.** (2001) Declaration patent No. 47751A, IPC F 25 B 15/10. Combined absorption refrigerator. No. 2001096073; statement 09/04/2001; published 15.07.02. Bull. No. 7.
19. **Titlov, O.S., Zakharov, M.D., Vasyliv, O.B., Volnevich, S.V.** (2001) Declaration patent No. 47866A, IPC F 25 D 11/02. Combined absorption refrigerator. No. 2001106933; statement 11.10.01; published 15.07.02. Bull. No. 7.
20. **Telezhenko, L.M., Titlov, O.S., Volnevich, S.V., Kozonova, Yu.O.** (2009) Development of a new type of household combined appliances. *Scientific works of ONAFT, 35, 1, 22-25.*
21. **Titlov, O.S., Kozonova, Yu.A., Pryimak, V.G.** (2018) Development of household combined appliances of the absorption type. *Refrigeration engineering and technology, 54, 2, 10-24.*
22. **Telezhenko, L.M., Titlov, O.S., Volnevich, S.V., Kozonova, Yu.O.** (2011) Development of a new type of household appliances. *Collection of research papers of the Vinnytsia National Agrarian University. Series: Technical sciences, 7, 36-40.*
23. (1996) DSTU 3023-95 (GOST 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91). Household refrigerating appliances. Performance characteristics and test methods. Introduced for the first time on 07/20/95. *K.: Derzhstandard of Ukraine, 22.*
24. **Titlov, O.S., Zavertaniy, V.V., Vasyliv, O.B., Lenskii, L.R.** (1998) Experimental studies of temperature and energy characteristics of low-temperature chambers based on ADRM. *Thermal regimes and cooling of radio-electronic equipment. Scientific and technical collection, 1, 60-67.*
25. **Bogdanov, S.N., Burtsev, S.I., Ivanov, O.P., Kupriyanova, A.V.** (1999) Directory Properties of substances. Refrigeration equipment. *SPbDAHPT, 320.*
26. **Titlov, O.S.** (1997) Comparison of the characteristics of absorption and compression household

refrigeration equipment. *Refrigeration engineering and technology, 57, 39-41.*

27. **Titlov, O., & Hratii, T.** (2023) Development of a new type of household appliances – refrigerators with a heating chamber. *ScienceRise, 1, 3-15.*

28. **Hratii, T.I, Titlov, O.S.** (2021) Development of devices for primary heat treatment and cold storage of food products. *Refrigeration engineering and technology, 57(3), 126-137.*

29. **Ovechkin, G.I., Chernyshov, V.F., Smirnov-Vasiliev, K.G., Titlov, O.S., Dvirny, V.V.** (1990) Pat. 2033582, IPC6 F 25 B 15/02. The method of operation of the absorption-diffusion refrigerating unit generator. No. 4880699/06; statement 11.09.90; published 20.04.95. Bull. No. 11.

30. **Titlov, O.S., Ovechkin, G.I., Chernyshov, V.F., Ilyinykh, V.V.** (1997) Pat. 2073179, IPC6 F 25 B 15/04. Absorption refrigerator. No. 92010547/06; statement 08.12.92; published 10.02.97. Bull. No. 4.

31. **Titlov, O.S.** (2011) Energy-saving control of modes of household absorption refrigerating appliances (AHP). Part. 1. *Automation of technological and business processes, 5, 6, 38-43.*

32. **Titlov, O.S.** (2011) Energy-saving control of modes of household absorption refrigerating appliances (AHP). Part. 2 *Automation of technological and business processes, 5, 6, 45-53.*

33. **Titlov, O.S., Vasyliv, O.B.** (1999) Search for energy-saving modes of operation of serial absorption refrigerating devices *Refrigeration engineering and technology, 60, 28-37.*

34. **Titlov, O.S., Tyukhai, D.S.** (2003) Energy saving modes of operation of pumping thermosyphons ADRM. *Industrial heat engineering, 25, 4, 76-79.*

35. **Titlova, O.O., Titlov, O.S.** (2011) Analysis of the influence of the thermal power supplied in the generator of the absorption refrigerating unit on the operating modes and energy efficiency of the absorption refrigerating device. *Scientific works of ONAFT, 39, 1, 148-154.*

36. **Titlova, O., Titlov, O., Olshevska, O.** (2016) Search of the energy efficient operation modes of absorption refrigeration units. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 5/2(83), 45-53.*

37. **Kholodkov, O.O., Titlov, O.S., Titlova, O.O.** (2017) Modeling of thermal regimes of a dephlegmator of a household absorption refrigerating unit *Refrigeration engineering and technology, 53(4), 4-11.*

Received 03 February 2023
Approved 16 March 2023
Available in Internet 31 March 2023