

## ДОСЛІДЖЕННЯ ХОЛОДОАГЕНТІВ

УДК 536.24:544.015.4

## Результати експериментального дослідження локальних коефіцієнтів тепловіддачі під час кипіння холодоагенту R1233zd(E) у модельному генераторі пари

В.П. Желєзний<sup>1✉</sup>, В.О. Борисов<sup>2</sup>, Д.О. Івченко<sup>3</sup>, В.Ф. Халак<sup>4</sup><sup>1-4</sup>Одеський національний технологічний університет, вул. Канатна 112, м. Одеса, 65039, Україна;✉ e-mail: <sup>1</sup>zheleznyv@gmail.comORCID: <sup>1</sup><https://orcid.org/0000-0002-0987-1561>; <sup>2</sup><https://orcid.org/0000-0002-2678-3774>;<sup>3</sup><https://orcid.org/0000-0003-4710-3827>; <sup>4</sup><https://orcid.org/0000-0003-2046-4139>

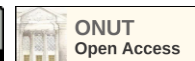
Реалізація органічного циклу Ренкіна (ORC) у низькотемпературних сонячних енергетичних установках дають змогу впроваджувати в промисловість перспективні технології, орієнтовані на підвищення ефективності використання низькопотенційних джерел енергії. Як показує проведений аналіз, найбільш перспективним робочим тілом для установок, що реалізують цикл Ренкіна, є холодоагент R1233zd(E). Теплофізичні властивості цього робочого тіла добре вивчені. Однак процеси теплообміну під час фазових трансформацій цього холодоагенту в генераторах пари залишаються недостатньо вивченими. Дослідження теплообміну в модельному генераторі пари виконано на експериментальній установці, що реалізує нестационарний процес нагрівання робочого тіла. Робочу ділянку виготовлено зі сталевий трубки з внутрішнім діаметром 5 мм, товщиною стінки 0,1 мм. Ефективна довжина робочої ділянки становила 1800 мм. Експериментальна ділянка була розділена на десять секцій, на кожній з яких проводилося вимірювання середньої температури стінки. На секціях, що знаходяться на вході та виході експериментальної ділянки, також були розташовані диференціальні термомпари, які вимірювали різницю температури між робочим тілом та стінкою труби. У даній статті наведені результати дослідження коефіцієнта тепловіддачі під час фазових трансформацій холодоагенту R1233zd(E) у широкому діапазоні параметрів, що змінюються: температура робочого тіла – від 20 до 150 °С, масова витрата – від 6 до 90 кг/(м<sup>2</sup>с), тиск – від 1 до 2,25 бар, ступінь сухості пари – від 0,01 до 1 кг/кг, тепловий потік – від 1000 до 4500 Вт/м<sup>2</sup>. Процеси теплообміну досліджено при розширеному режимі кипіння робочого тіла. Наведено інформацію про дослідження локальних коефіцієнтів тепловіддачі для рідкої, парової фаз і середніх за перерізом труби коефіцієнтів тепловіддачі під час кипіння R1233zd(E) в генераторі пари, яка в літературі практично відсутня. Локальні коефіцієнти тепловіддачі для рідкої і пари та середній коефіцієнт тепловіддачі на секції робочої ділянки визначено для розширеного режиму кипіння. Досліджено вплив ступеня сухості пари на значення коефіцієнтів тепловіддачі. Запропоновано методику визначення середньої температури стінки труби робочої ділянки. Показано, що значення середнього коефіцієнта тепловіддачі при збільшенні ступеня сухості пари зменшується.

**Ключові слова:** Експеримент; Теплообмін; Кипіння; Робоче тіло; R1233zd(E); Коефіцієнт тепловіддачі; Ступінь сухості пари; Питомий тепловий потік; Масовий потік

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v61i1.3097>

© The Author(s) 2025. 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

На сучасному етапі розвитку енергетики розв'язання проблем підвищення еколого-енергетичної ефективності використання енергетичних ресурсів досягається як конструктивним удосконаленням енергетичного устаткування, так і впровадженням нових робочих тіл, теплоносіїв і широким використанням низькопотенційних і відновлювальних джерел енергії. На даний час частка викопного палива під час виробництва теплової та електричної енергії продовжує домінувати у світовій енергетичній галузі. Вартість щорічно споживаного викопного палива оцінюється приблизно в 1,5 трильйона доларів [1, 2]. Виробництво електричної та теплової енергії за рахунок використання органічного палива істотно впливає на навколишнє середовище, збільшуючи еквівалентну емісію парникових газів.

З метою скорочення антропогенного впливу технологічних процесів виробництва теплової та електричної енергії енергетичні стратегії більшості країн дедалі більше орієнтуються на використання альтернативної енергетики. Серед найперспективніших напрямів підвищення еколого-енергетичної ефективності установок, що використовують сонячну енергію низько- і середньотемпературного потенціалу (від 100 до 180 °C), є широке застосування акумуляторів теплоти, теплових насосів, використання установок, які реалізують органічний цикл Ренкіна тощо.

Органічний цикл Ренкіна (ORC) є технологією з широкими перспективами розвитку, що використовує органічні робочі тіла з низькою температурою кипіння для перетворення теплових відходів [3], сонячної енергії [4], енергії згоряння біомаси [5], геотермальної [6] та інших видів енергії на електричну та механічну енергію.

Таким чином, тенденції розвитку енергетики, що сформувалися на цей час, формують технологічний запит на ефективне використання відновлювальних і низькопотенційних джерел енергії. Однак, енергетичне обладнання, в якому використовується відновлювальні джерела енергії, як правило, має низьку ефективність оскільки отримує низькопотенційну енергію протягом обмеженого періоду часу доби. Тому підвищення енергетичної ефективності споживання відновлювальної енергії, одержуваної від низькопотенційних джерел енергії, неможливе без розроблення ефективних технологій її зберігання на певному температурному

рівні. Досягнення цієї комплексної мети неможливе без розроблення нового покоління високоефективних термоакумулюючих матеріалів з фазовим переходом [7, 8] та використання когенераційних сонячних енергетичних установок [9], які реалізують органічний цикл Ренкіна [10-14].

Нині науково обґрунтований вибір робочого тіла для енергетичних установок, що використовують органічний цикл Ренкіна, досі залишається досить складним завданням [10-15]. Оптимальний вибір робочого тіла має враховувати термодинамічну ефективність, сумісність із конструкційними матеріалами, вартість, інтенсивність теплообмінних процесів у генераторі пари, а також екологічну безпеку.

Як робоче тіло в установках, що реалізують низькотемпературний цикл Ренкіна, найчастіше пропонується використовувати R245fa. З ухваленням Кігалійської поправки до Монреальського протоколу R245fa, що має високе значення потенціалу глобального потепління GWP-1030, поетапно виключають із виробництва і застосування в обладнанні. У Європі регламент щодо фторвмісних газів поступово знижує доступність на ринку речовин, що викликають парниковий ефект. Починаючи з 2022 року в нових комерційних теплових насосах можна буде використовувати тільки речовини з GWP <150. Тому замість R245fa в обладнанні, що реалізує органічний цикл Ренкіна, рекомендується використовувати такі робочі тіла як HFO і HCFO – холодоагенти: R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(Z). Теплофізичні властивості розглянутих холодоагентів досить добре вивчені [16].

Процеси теплообміну R245fa у випарнику досить також добре вивчені [17-23]. Навпаки, інформація про коефіцієнти тепловіддачі під час генерації пари для альтернативних R245fa речовин досить обмежена. Ця обставина стримує технологічний прогрес у проектуванні та розробці когенераційних систем, що реалізують органічний цикл Ренкіна.

## 2. Вибір об'єкта дослідження

Виконаний аналіз опублікованих останніми роками статей показує, що HFO і HCFO холодоагенти мають перспективу використання не тільки в когенераційних низько- і середньотемпературних (від 100 до 200 °C) сонячних енергетичних установках, в яких реалізується ORC, а й

у високотемпературних теплових насосах, чиллерах [24-26]. Холодоагент R1233zd(E) має певні підстави розглядатися як альтернатива рекомендованим для застосування в ORC установках речовин R245fa, R236ea, R245ca, R245fa, R600, R600a, R601a, RE134 і RE245 [10-14]. Холодоагент R1233zd(E) володіє незначним ODP (0,00034),

низьким значенням GWP (1), має низьку токсичність і займистість (клас A) та хорошими характеристичними параметрами для застосування в когенераційних низько- і середньотемпературних сонячних енергетичних установках. Характеристичні параметри для деяких застосовуваних в ORC установках речовин наведені в таблиці 1.

**Таблиця 1** – Характеристичні параметри холодоагентів R245fa, R236ea, R245ca R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mz(Z) R600 [16]

Параметр	R245fa	R236ea	R245ca	R1224yd(Z)	R1233zd(E)	R1336mz(Z)	R600
Хімічна формула	C <sub>3</sub> H <sub>3</sub> HF <sub>2</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> HF <sub>4</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>3</sub> HF <sub>3</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> HF <sub>3</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>3</sub> F <sub>3</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>
Молекулярна маса, г/моль	134,05	152,03	134,05	150,02	130,05	134,05	58,12
Температура кипіння, °C	15,05	6,17	25,26	14,62	18,26	33,45	-11,75
Температура плавлення, °C	-103,15	-99	-103,4	-101,5	-78	-100,7	-138
Теплоємність при 25°C, кДж/кг·K	1,34	1,34	1,34	1,35	1,31	1,3	2,14
Теплота випаровування при 25°C, кДж/кг	196,7	200,3	197,1	184,4	178	179,5	379,3
Озоноруйнівний потенціал (ODP)	0	0	0	0	0	0	0
Потенціал глобального потепління (GWP)	1030	1300	1010	1	3	1	3
Клас безпеки (ASHRAE)	A2	A1	A1	A1	A1	A1	A3

У певних кліматичних умовах для безперервної роботи когенераційних сонячних енергетичних систем доцільним є застосування високотемпературних теплових насосів, у яких найближчими роками може використовуватися холодоагент R1233zd(E). Застосування теплових насосів у когенераційних сонячних енергетичних установках необхідне для забезпечення перенесення теплоти від теплоносія в сонячному колекторі до термоакумулятора. Тим самим тепловий насос забезпечує цілодобову сталість параметрів генерації пари під час реалізації органічного циклу Ренкіна. Потенційна перспектива використання холодо-

агенту R1233zd(E) як робочого тіла в когенераційних сонячних енергетичних установках зумовлює доцільність проведення специфічних досліджень процесів теплообміну в генераторах пари, встановлених у термоакумуляторах, у яких використовуються матеріали з фазовим переходом.

Дослідження теплообмінних процесів у генераторі пари когенераційної сонячної енергетичної установки мають орієнтуватися на вивчення коефіцієнта тепловіддачі не тільки в двофазному потоці робочого тіла, а й у рідкій і паровій фазах холодоагенту R1233zd(E) за порівняно невеликих теплових навантажень і масових витрат робочого

тіла. З урахуванням потенційної перспективи застосування HFO і HCFO холодоагентів у системах кондиціонування, теплових насосах і ORC установках останніми роками було опубліковано кілька праць, у яких розглядалися процеси теплообміну під час кипіння цих речовин у випарнику [17-24]. Характеризуючи результати виконаних досліджень можна виділити кілька основних аспектів. По-перше, у цих статтях, як правило, наведено результати дослідження коефіцієнта тепловіддачі в умовах стаціонарних процесів кипіння. По-друге, температура поверхні робочої ділянки в проведених дослідженнях практично не змінювалася по її довжині.

### 2.1 Метод дослідження

Основними завданнями виконаних досліджень було вивчення впливу масового потоку холодоагенту, теплового навантаження на інтенсивність процесів теплообміну в умовах стаціонарного режиму кипіння робочого тіла, а також валідність наявних моделей апроксимації отриманих експериментальних даних. З урахуванням викладеного можна констатувати, що питанням вивчення теплообміну в генераторі пари (нагрівання рідкої фази робочого тіла, кипіння за різних режимів і перегрівання отриманої пари) приділялося недостатньо уваги. Тому метою цієї роботи є вивчення процесів теплообміну в модельному генераторі пари з використанням R1233zd(E) за параметрів низько- і середньотемпературних когенераційних сонячних енергетичних установок невеликої потужності.

Під час вибору методу дослідження коефіцієнтів тепловіддачі в генераторі пари слід врахувати кілька чинників. По-перше, процеси теплообміну у випарнику холодильної машини або високотемпературного теплового насоса істотно відрізняються від процесів пароутворення в генераторі пари енергетичної установки, що реалізує органічний цикл Ренкіна. Опис установки та методику проведення експерименту наведено в [27].

### 3. Обробка даних та аналіз невизначеності

Параметри термодинамічного стану робочого тіла в різних секціях генератора пари не можуть бути визначені тільки за вимірними значеннями температури або тиску, оскільки R1233zd(E) може перебувати в різних агрегатних станах. Крім того, під час визначення теплового потоку потрібно

враховувати неминучі теплові втрати в навколишнє середовище від робочої ділянки.

### 3.1 Теплова ефективність робочої ділянки та її секцій

Для коректного визначення локальних коефіцієнтів тепловіддачі в генераторі пари (нагрівання рідкої фази робочого тіла, його кипіння і перегрівання) необхідно мати у своєму розпорядженні точну інформацію про кількість підведеної енергії до холодоагенту R1233zd(E) в різних секціях робочої ділянки. На жаль, під час підведення енергії до робочої ділянки завжди є теплові втрати, величина яких залежить як від локальної температури на різних секціях робочої ділянки, так і ефективності застосованої теплової ізоляції. Перераховані вище фактори визначають необхідність отримання достовірної інформації про теплову ефективність робочої ділянки –  $\eta_{HL}$ .

Теплову ефективність робочої ділянки  $\eta_{HL}$  було визначено під час проведення спеціального тарувального експерименту. З цією метою через робочу ділянку установки з циркуляційного термостата прокачувався пропіленгліколь. Тарувальний експеримент було проведено в діапазоні температур (від 40 до 140 °C). Після досягнення постійної температури пропіленгліколю на виході з робочої ділянки, вмикалося стабілізоване джерело живлення HS3060. Фіксоване значення питомого теплового навантаження (від 500 до 2000 Вт/м<sup>2</sup>) вимірювалося компенсаційним методом із невизначеністю 0,04 %. У процесі проведення експерименту диференційованою термопарою мідь-константан вимірювали значення різниці температури пропіленгліколю на вході та виході з робочої ділянки –  $\Delta T_{pg}$  з невизначеністю 0,03 °C і масова витрата пропіленгліколю (ваговий метод), з невизначеністю 0,04 г/с.

Теплові втрати на робочій ділянці в навколишнє середовище –  $W_{HL}$  за заданих температур у термостаті розраховували за формулами:

$$W_{HL} = G_{pg} \cdot C_{ppg} \cdot \Delta T_{pg}, \quad (1)$$

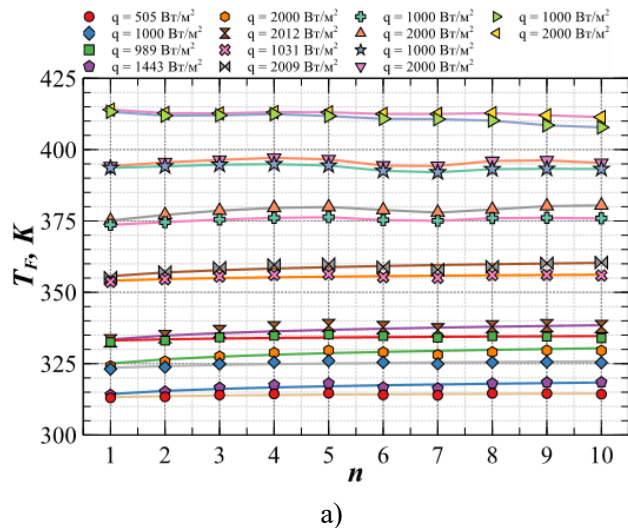
де  $G_{pg}$  – масова витрата пропіленгліколю, кг/с;  $C_{ppg}$  – теплоємність пропіленгліколю при середній температурі на робочій ділянці [28], кДж/кг/К;  $\Delta T_{pg}$  – різниця температур пропіленгліколю на вході та виході з певної секції робочої ділянки, К.

Теплова ефективність  $\eta_{HL}$  робочої ділянки розраховували за формулою

$$\eta_{HL} = \frac{W_{HL}}{U \cdot I}, \quad (2)$$

де  $U$  – напруга, що подається на робочу ділянку, В;  $I$  – струм, що протікає через робочу ділянку і визначається компенсаційним методом.

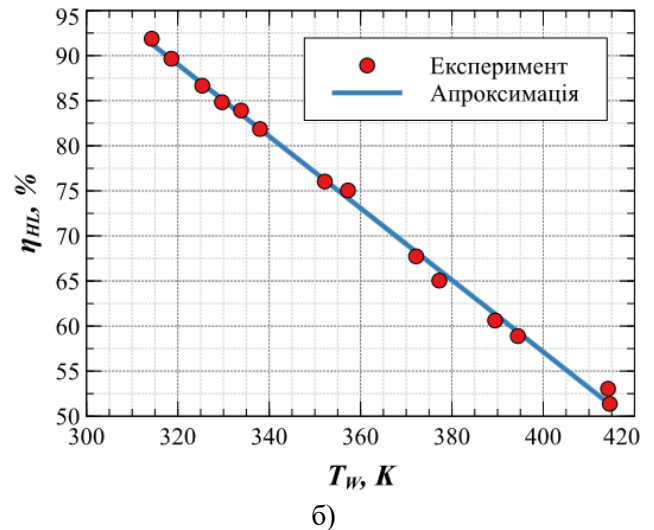
Обробка отриманих експериментальних даних дала змогу визначити залежність теплової ефективності кожної секції робочої ділянки



$$\eta_{HL,n} = 216,54 - 0,3985 \cdot \bar{T}_{w,n}, \quad (3)$$

де підрядковий індекс  $n$  – номер секції робочої ділянки;  $T_{w,n}$  – середня температура стінки секції робочої ділянки, К.

Проведений тарувальний експеримент демонструє, що ефективність секцій робочої ділянки змінюється в діапазоні від 92% до 51% залежно від температури її поверхні (див. рисунок 1(б)).



**Рисунок 1** – Температурна залежність ефективності секцій робочої ділянки модельного генератора пари: а) – температура в різних перерізах  $n$  (від  $T_I$  до  $T_{II}$ ) робочої ділянки в тарувальному експерименті при визначенні ефективності секцій робочої ділянки  $S_I$ - $S_{II}$  (при змінному тепловому навантаженні від 500 до 2000 Вт/м<sup>2</sup>); б) – залежність ефективності секцій робочої ділянки від температури поверхні робочої ділянки

### 3.2 Середній на секції модельного парогенератора коефіцієнт тепловіддачі

Підведена до певної секції робочої ділянки потужність  $W_n$  розраховувалася за формулою

$$W_n = U \cdot I \cdot \frac{L_n}{L} \cdot \eta_{HL,n}, \quad (4)$$

де  $L$  та  $L_n$  – довжина робочої ділянки та її секції, відповідно, м.

Питоме теплове навантаження на кожній секції генератора пари розраховували за формулою

$$q_n = \frac{W_n}{\pi \cdot d \cdot L_n}, \quad (5)$$

де  $d$  – внутрішній діаметр секції генератора пари, м.

Значення середньої температури стінки  $T_{w,n}$  на секції робочої ділянки розраховували за формулою

$$\bar{T}_{w,n} = \frac{T'_{w,n} + T''_{w,n}}{2}, \quad (6)$$

де  $T'_{w,n}$  і  $T''_{w,n}$  – температури стінки на вході та виході в певну секцію генератора пари, К.

Значення ентальпії R1233zd(E) на виході з усіх секцій генератора пари розраховували за формулою

$$i''_n = i'_n + \frac{W_n}{1000 \cdot G}, \quad (7)$$

де  $i'_n$ ,  $i''_n$  – питомі ентальпії холодоагенту на вході та виході із секції експериментальної ділянки, відповідно, кДж/кг.

Середнє значення ентальпії робочого тіла на секції визначалося з виразу

$$\bar{i}_n = \frac{i'_n + i''_n}{2}. \quad (8)$$

Середня температура робочого тіла  $T_{F,n}$  у кожній секції робочої ділянки розраховували за експериментальними даними про тиск на робочій ділянці та значення середньої ентальпії  $i_n$  з використанням бази даних [16].

Середнє значення ступеня сухості  $x_n$  робочого тіла R1233zd(E) у певній секції робочої ділянки генератора пари розраховувалося за формулою

$$\bar{x}_n = \frac{\bar{h}_n - h_{Sat}^{Liq}}{h_{Sat}^{Vap} - h_{Sat}^{Liq}}, \quad (9)$$

де  $h_{Sat}^{Liq}$ ,  $h_{Sat}^{Vap}$  – питомі ентальпії робочого тіла в стані насиченої рідини і сухої насиченої пари при тиску на робочій ділянці, відповідно, кДж/кг.

Середній на секції робочої ділянки коефіцієнт тепловіддачі  $h_n$  розраховувався за формулою

$$\bar{h}_n = \frac{q_n}{\bar{T}_{w,n} - \bar{T}_{F,n}}, \quad (10)$$

де  $T_{w,n}$  і  $T_{F,n}$  – середні температури стінки та робочого тіла для певної секції генератора пари, відповідно, К.

### 3.3 Діапазони вимірюваних параметрів і аналіз невизначеності

У таблиці 2 наведено діапазони параметрів дослідження коефіцієнтів тепловіддачі R1233zd(E) у модельному генераторі пари.

**Таблиця 2** – Діапазони вимірюваних параметрів

Параметри	Діапазон
Тиск парів, $P$	від 1...до 2,25 бар
Масовий потік, $\dot{m}$	6 до 90 кг/(м <sup>2</sup> ·с)
Ступінь сухості, $x$	0,01 до 1 кг/кг
Температура	від 20 до 150 °С
Питоме теплове навантаження	від 1000 до 4500 Вт/м <sup>2</sup>

Виміряні значення температури (перепадів температур) у різних перерізах модельного генератора пари, тиск холодоагенту R1233zd(E), масову витрату та електричну потужність постійного струму вимірювали за допомогою встановлених на експериментальній установці датчиків [27] і автоматично записували на персональному комп'ютері (IPC). Інформацію про властивості холодоагенту R1233zd(E), яку використовували в розрахунках,

було отримано з бази даних [16]. У проведеному дослідженні коефіцієнтів тепловіддачі використовували різноманітні датчики та прилади. У таблиці 3 наведено невизначеності вимірюваних приладами величин.

**Таблиця 3** – Невизначеності вимірюваних в експерименті величин

Вимірювана величина	Прилад	Невизначеність
Температура стіни	Термопара Туре – Т	±0,4°С
Різниця температур	Диференціальна термопара Туре – Т	± 0,03 °С
Тиск	Перетворювач тиску Wika A-10	± 0,5 %
Різниця тиску	Перетворювач тиску BFT 10 - 210	± 0,1%
Маса	Ваги електроні Weight LOSSO CX-91	± 0,5 г
Напруга	Мультиметр Picotest M3510A DCI	± 0,025%

Під час визначення теплового навантаження використовувався компенсаційний метод із застосуванням зразкової котушки опору класу точності 0,01 і мультиметра. Внутрішній і зовнішній діаметр трубки модельного генератора вимірювали мікрометром Intertool 0...25 мм (MT-3041) з невизначеністю 0,01 мм. Довжину секцій генератора пари вимірювали Digital Caliper з невизначеністю 0,05 мм (невизначеність визначення місця розташування на генераторі пари термопар становила 0,5 мм).

Невизначеності визначення теплового потоку, площі секції генератора пари і коефіцієнта тепловіддачі було визначено з використанням значень невизначеностей безпосередньо виміряних в експерименті величин і розраховано з використанням методики, викладеної в роботах [29]. У цьому дослідженні невизначеність питомого теплового навантаження  $q$  становила 1,5 Вт/м<sup>2</sup>, площі секцій генератора пари  $F$  не перевищувала 1,4% і коефіцієнта тепловіддачі  $h$  змінювалася до 2% (без урахування випадкової складової невизначеності).

## 4. Аналіз отриманих даних

За рахунок подачі електричної енергії до гене-

ратора пари в робочому тілі R1233zd(E) здійснюються кілька стадій фазових трансформацій. Спочатку робоче тіло нагрівається в рідкій фазі до температури кипіння за заданого тиску (конвективний теплообмін), потім відбувається процес кипіння за різних режимів робочого тіла (від ступеня сухості, що дорівнює нулю, до ступеня сухості, що дорівнює одиниці), а на останніх секціях робочої ділянки 9 [27] пара зі стану насичення перетворюється на перегріту пару.

Оскільки в запропонованій авторами установці реалізується нестационарний процес фазових трансформацій робочого тіла, то всі основні вимірювані параметри (тиск і витрата робочого тіла та його температура) залежать від ступеня відкриття дросельного вентиля, теплового навантаження і часу (див. рисунки 2-7).

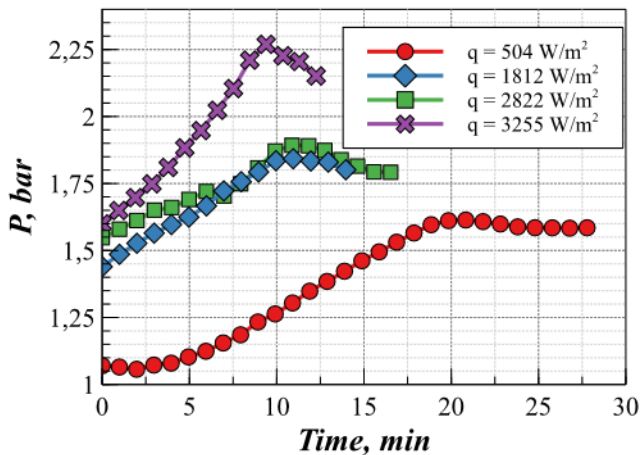


Рисунок 2 – Залежності тиску холодоагенту R1233zd(E) на робочій ділянці за різних теплових потоків

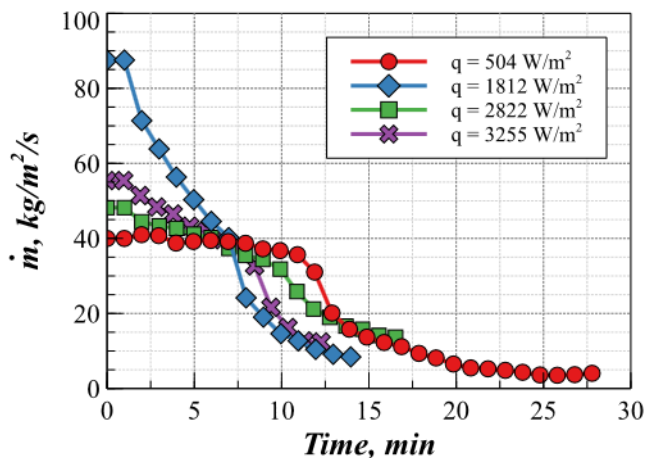


Рисунок 4 – Залежності масової швидкості холодоагенту R1233zd(E) від часу за різної щільності теплового потоку

На рисунках 2-6 наведено графіки зміни тиску, витрати, масової швидкості і температури середньої температури стінки секції та холодоагенту R1233zd(E) у модельному генераторі пари (робочій ділянці установки).

Зміна параметрів, що вимірюються в процесі експерименту (тиску, витрати, масової швидкості та середньої за перерізом трубки температур у часі), пов'язана з мінливими умовами конденсації холодоагенту R1233zd(E) в балоні, який охолоджується в заповненій льодом, що тане, посудині Дьюара. Теплота конденсації холодоагенту не встигає відводитися льодом, що тане. Тому температура конденсату, а, отже, і тиск на робочій ділянці збільшуються (див. рисунок 3). Ці чинники призводять до зменшення масової швидкості робочого тіла в робочій ділянці (див. рисунок 5).

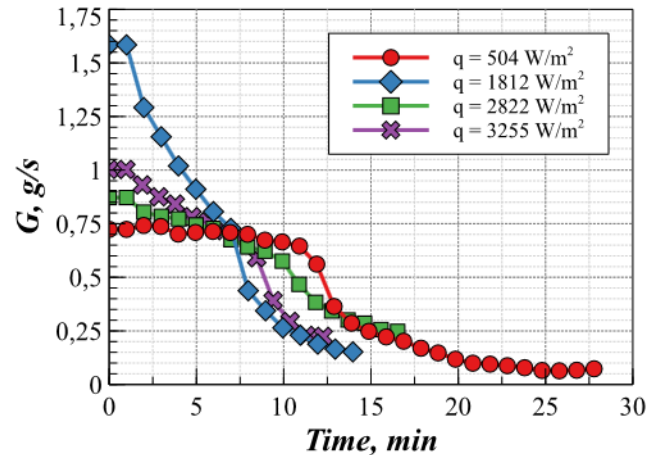


Рисунок 3 – Залежності витрати холодоагенту R1233zd(E) від часу за різної щільності теплового потоку

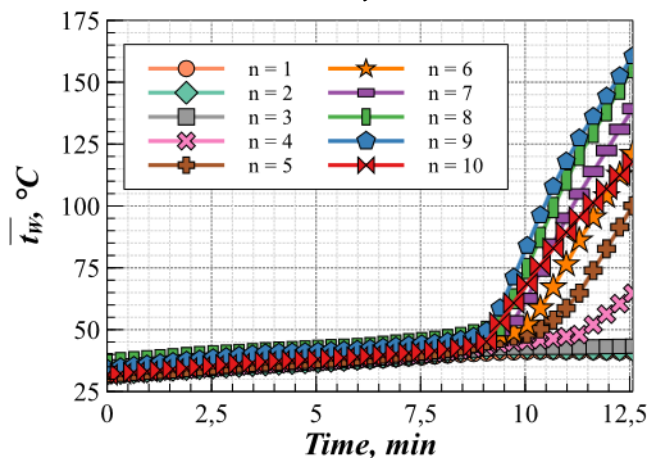
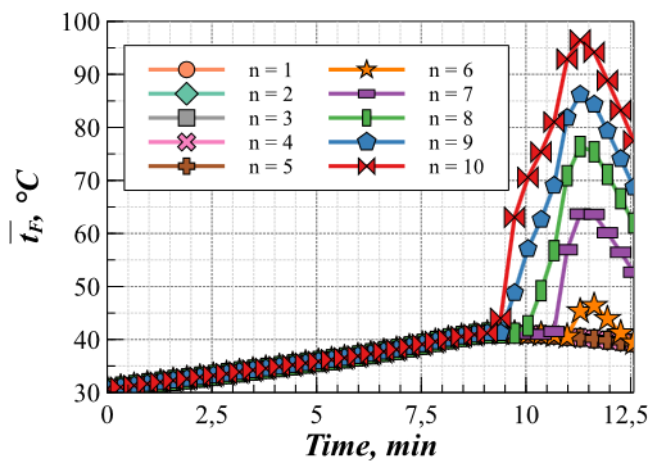


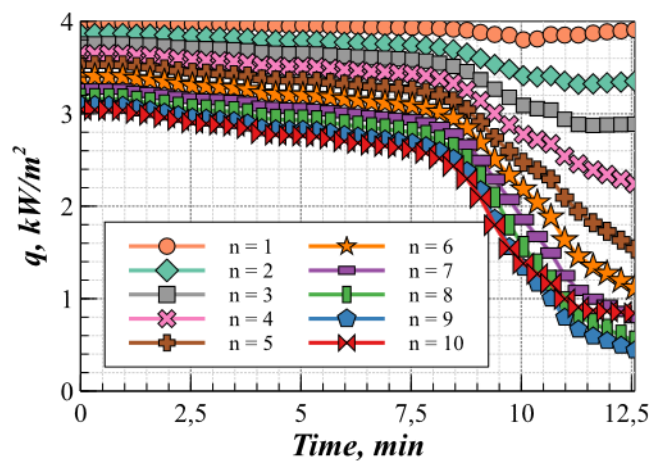
Рисунок 5 – Залежності середньої температури стінки секції робочої ділянки від часу за щільності теплового потоку 3255 Вт/м<sup>2</sup>



**Рисунок 6** – Залежності середньої температури холодоагенту R1233zd(E) у секціях робочої ділянки від часу за щільності теплового потоку  $3255 \text{ Вт/м}^2$

На рисунках 6 і 7 наведено залежності середніх температур стінки секцій робочої ділянки і середньої температури холодоагенту в секції від часу за різних щільностей теплових потоків. Аналізуючи інформацію на цих графіках, слід виділити два зауваження. По-перше, аналіз зміни температурних залежностей середніх температур стінки та холодоагенту дає змогу визначити початок висихання рідкої плівки холодоагенту в трубі та початок конвективного теплообміну між перегрітою парою та стінкою парогенератора. По-друге, оскільки середня температура стінки секцій збільшується в міру проходження киплячого холодоагенту по робочій ділянці, то ефективність на кожній наступній секції і питомий тепловий потік зменшуються (див. рис. 7). З наведеної на рисунках 3-8 інформації випливає, що на кожній секції робочої ділянки спостерігається індивідуальна динаміка фазових трансформацій холодоагенту R1233zd(E). Залежності зміни температур у кожній секції робочої ділянки є складними функціями питомого теплового навантаження, масової витрати холодоагенту R1233zd(E), а також локальних коефіцієнтів тепловіддачі між стінкою робочої ділянки та фазами робочого тіла (ступенем сухості робочого тіла).

Слід зазначити, що змінна за довжиною робочої ділянки інтенсивність процесів теплообміну між внутрішньою стінкою трубки та R1233zd(E) опосередковано відбивається на значеннях температур стінки робочої ділянки (див. рис. 6). Отже, зміни температур стінки трубки по довжині робочої ділянки відображають інформацію про зміну інтенсивності процесів теплообміну в процесі фазових трансформацій R1233zd(E). Тому наведені



**Рисунок 7** – Залежності щільності теплового потоку на стінках секцій робочої ділянки від часу

на рисунках 6 і 7 дані дозволяють ідентифікувати теплообмінні процеси на різних секціях робочої ділянки: конвективний теплообмін, бульбашковий режим кипіння, конвективний теплообмін у перегрітій парі.

У перших секціях робочої ділянки холодоагент нагрівається до температури кипіння. Тільки наприкінці експерименту, коли масова витрата холодоагенту зменшується, у перших секціях генератора пари з'являються перші ознаки бульбашкового кипіння. У наступних секціях модельного генератора пари спостерігається процес кипіння холодоагенту R1233zd(E) значно раніше. Під час подальшого руху холодоагенту через робочу ділянку він незначно перегрівається, і його температура кипіння збільшується. На заключних секціях процес кипіння завершується і насичена пара R1233zd(E) стає перегрітою. При цьому її температура різко збільшується. Таким чином динаміка фазових трансформацій холодоагенту R1233zd(E) на робочій ділянці повною мірою моделює процеси теплообміну в генераторі пари установок, що реалізують органічний цикл Ренкіна.

За такого характеру зміни параметрів теплообміну на різних секціях робочої ділянки спостерігається суттєве монотонне зменшення середніх по секціях робочої ділянки значень коефіцієнтів тепловіддачі від ступеня сухості робочого тіла (див.рис. 8).

#### 4.1 Локальний коефіцієнт тепловіддачі в рідкій і паровій фазах робочого тіла

Найбільший методичний інтерес становить інформація про залежність середнього на певній секції робочої ділянки коефіцієнта тепловіддачі

від значень локальних коефіцієнтів тепловіддачі в рідкій і паровій фазах у цій же секції. Отримані експериментальні дані про зазначені коефіцієнти тепловіддачі мають бути узгоджені з результатами візуальних досліджень режимів кипіння. З урахуванням зазначених зауважень розглянемо процеси теплообміну в секції 9 робочої ділянки. У цій секції диференціальними термopарми вимірювалися різниці температур між паровою і рідкою фазами R1233zd(E) і стінкою робочої ділянки, а на виході з цієї секції (на ділянці візуалізації) фіксується режим кипіння робочого тіла.

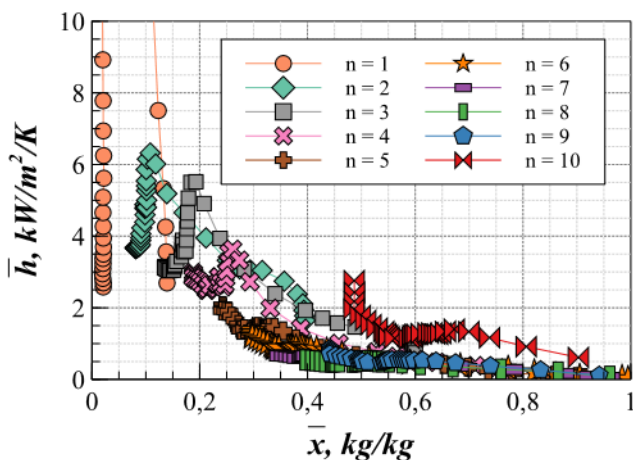
Маючи експериментальну інформацію про величину різниці температур між стінкою трубки секції робочої ділянки та робочим тілом R1233zd(E), можна розрахувати локальні коефіцієнти тепловіддачі

$$h_{Up} = \frac{q_{n9}}{\Delta T_{Up}}, \quad (11)$$

$$h_{Down} = \frac{q_{n9}}{\Delta T_{Down}}, \quad (12)$$

де  $h_{Up}$ ,  $h_{Down}$  – локальні коефіцієнти тепловіддачі у верхній і нижній частинах експериментальної ділянки, відповідно, кДж/кг;  $\Delta T_{Up}$ ,  $\Delta T_{Down}$  – виміряні диференціальними термopарми перепади температур між стінкою і робочим тілом у верхній і нижній частинах експериментальної ділянки, відповідно, К;  $q_{n9}$  – щільність теплового потоку на відповідній секції експериментальної ділянки, Вт/м<sup>2</sup>.

З експериментальних даних випливає, що при розширеному режимі течії робочого тіла зна-



**Рисунок 8** – Залежності середніх значень коефіцієнтів тепловіддачі на секціях робочої ділянки від ступеня сухості робочого тіла за заданої щільності теплового потоку 3255 Вт/м<sup>2</sup>

чення коефіцієнта тепловіддачі  $h_{Down}$  чисельно характеризуватиме тепловіддачу від нагрітої стінки до рідини, а коефіцієнт тепловіддачі  $h_{Up}$  чисельно характеризуватиме тепловіддачу від нагрітої стінки до парової фази робочого тіла.

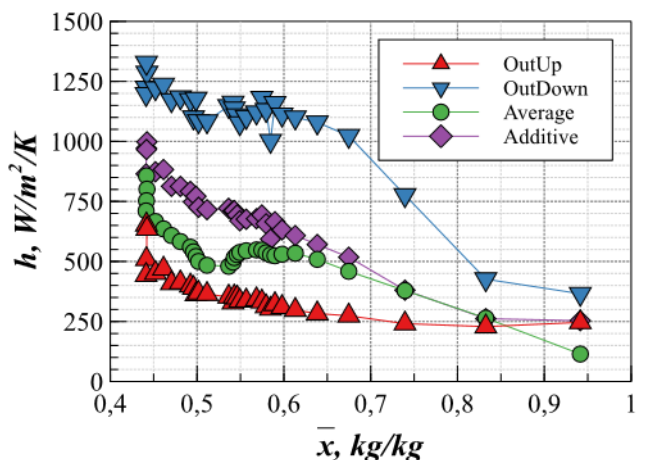
Значення середнього за перерізом коефіцієнта тепловіддачі знаходиться між значеннями  $h_{Up}$  і  $h_{Down}$ . Точне співвідношення між ними залежатиме від багатьох чинників, основним з яких можна вважати співвідношення площ внутрішньої поверхні експериментальної ділянки, що контактують з рідкою і паровою фазами робочого тіла парогенератора. Через складний характер процесів течії киплячого робочого тіла, точне визначення цих площ є складним. У цій роботі авторами пропонується врахувати цей вплив шляхом визначення залежності середнього коефіцієнта тепловіддачі від ступеня сухості робочого тіла.

Маючи інформацію про локальні коефіцієнти тепловіддачі у верхній і нижній частинах експериментальної ділянки, можна визначити значення середнього за перерізом коефіцієнта тепловіддачі. Авторами пропонується така функціональна залежність

$$h_{Add} = h_{Up} \cdot \bar{x} \cdot h_{Down} \cdot (1 - \bar{x}), \quad (13)$$

де  $h_{Add}$  – середній коефіцієнт тепловіддачі, визначений за адитивністю з даних щодо локальних коефіцієнтів тепловіддачі в перерізі робочої ділянки, кДж/кг.

Інформацію про значення локальних (для рідини і пари) і середні коефіцієнти тепловіддачі в секції 9 робочої ділянки наведено див.рисунок 9.



**Рисунок 9** – Залежність локальних (для рідини і пари), середнього та знайдених за адитивністю коефіцієнтів тепловіддачі від ступеня сухості пари в секції 9 робочої ділянки за питомого теплового потоку 3223 Вт/м<sup>2</sup> і змінної витрати R1233zd(E)

З наведеної на рисунку 9 інформації випливає, що значення середнього коефіцієнта тепловіддачі на секції 9 робочої ділянки під час збільшення ступеня сухості пари зменшується. Коефіцієнт змінює своє значення від величини локального коефіцієнта тепловіддачі для рідкої фази  $h_{Down}$  до величини локального коефіцієнта тепловіддачі для парової фази  $h_{Up}$ . Запропонована модель розрахунку середнього коефіцієнта тепловіддачі стінки секції робочої ділянки (див. формулу (13)) не вимагає важкодоступної інформації про величину змоченої R1233zd(E) поверхні трубки.

Застосування цієї формули для визначення середнього по секції трубки коефіцієнта тепловіддачі усуває методичну некоректність усереднення локальних температур, що вимірюються в різних точках периметра трубки для визначення локальних коефіцієнтів тепловіддачі (наприклад, у роботі [23]). Для визначення середнього по перерізу трубки коефіцієнта тепловіддачі треба мати у своєму розпорядженні доступну інформацію про значення ступеня сухості пари (див. формулу (9)) і дані про температури  $\Delta T_{Down}$  і  $\Delta T_{Up}$  (див. формули (11) і (12)). Крім того, під час розрахунку середнього коефіцієнта тепловіддачі відсутня необхідність урахування термічного опору через наявність тонкої плівки рідкої фази на внутрішній поверхні трубки з боку парової фази R1233zd(E) [23]. Ці висновки підтверджуються отриманими експериментальними даними.

## 5. Висновки

Наведено результати комплексного експериментального дослідження процесів теплообміну в експериментальній установці, що реалізує нестационарний режим теплообміну [27], під час фазових трансформацій екологічно безпечного холодоагенту R1233zd(E) в нержавіючій трубці діаметром 5 мм модельного генератора пари. Дослідження проведено в широкому діапазоні параметрів, що змінюються: температура робочого тіла – від 303 до 373 К, масова витрата – від 0 до 1,5 г/с, тиск – від 1 до 1,5 бар і ступеня сухості пари – від 0,01 до 1,0 кг/кг. Процеси теплообміну досліджено при розширеному режимі кипіння робочого тіла. Наведено результати детального дослідження зміни параметрів дослідження в часі. Отримано нову інформацію про середні по перерізах генератора пари та локальні для рідини і пари коефіцієнти тепловіддачі при кипінні R1233zd(E) за теплових

потоків від 1000 до 4500 Вт/м<sup>2</sup>. Запропоновано метод визначення середніх коефіцієнтів тепловіддачі на певній секції робочої ділянки для розширеного режиму кипіння R1233zd(E). Вивчено вплив ступеня сухості пари на локальні та середні коефіцієнти тепловіддачі при кипінні робочого тіла в трубці.

Розраховано середні значення коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні холодоагенту R1233zd(E) на різних секціях модельного генератора, який зменшується зі збільшенням ступеня сухості пари. Найбільший методичний інтерес представляє інформація про залежність середнього на певній секції робочої ділянки коефіцієнта тепловіддачі від значень локальних коефіцієнтів тепловіддачі в рідкій і паровій фазах у цій же секції. Показано, що під час збільшення ступеня сухості пари середній для певної секції робочої ділянки коефіцієнт тепловіддачі змінює своє значення від величини коефіцієнта тепловіддачі рідини в стані насичення до величини коефіцієнта тепловіддачі пари за розширеного режиму кипіння. Таким чином, експериментальні дані про локальні для рідини і пари коефіцієнти тепловіддачі дають змогу розраховувати середні для різних секцій робочої ділянки коефіцієнти тепловіддачі.

## Особистий внесок авторів CRediT

**Желізний В.П.:** адміністрування, концептуалізація ідей, методологія, аналіз даних. **Борисов В.О.:** проведення експерименту, інформаційний пошук, участь в проведенні розрахунків, аналіз та узагальнення даних. **Івченко Д.О.:** математична обробка результатів, участь в проведенні розрахунків, програмне забезпечення. **Халак В.Ф.:** інформаційний пошук, участь в проведенні розрахунків.

## Література

1. **J. Goldemberg.** The promise of clean energy // Energy Policy. – 2006. – Vol. 34. – No. 15. – P. 2185-2190. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2005.03.009>.
2. **S. Shafiee, E. Topal.** When will fossil fuel reserves be diminished? // Energy Policy. – 2009. – Vol. 37. – No. 1. – P. 181-189. doi: 10.1016/j.enpol.2008.08.016.
3. **M. Asadi, M. Deymi-Dashtebayaz, S. Alavi.** Emergy and eco-exergy analysis of different scenarios in waste heat recovery applications for electricity and

- freshwater generation // *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. – 2022. – № 17. – P. 9625-9643.
4. **H.S. Yu, H. Helland, X.J. Yu, et al.** Optimal design and operation of an Organic Rankine Cycle (ORC) system driven by solar energy with sensible thermal energy storage // *Energy Conversion and Management*. – 2021. – Vol. 244. – P. 114494. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114494>.
  5. **L.L. Dong, H. Liu, S. Riffat.** Development of small-scale and micro-scale biomass-fuelled chp systems – A literature review // *Applied Thermal Engineering*. – 2009. – Vol. 29 (11-12). – P. 2119-2126. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.12.004>.
  6. **X.M. Liu, M. Wei, L.N. Yang, et al.** Thermo-economic analysis and optimization selection of ORC system configurations for low temperature binary-cycle geothermal plant // *Applied Thermal Engineering*. – 2017. – Vol. 125. – P. 153-164. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.016>.
  7. **Zhelezny V., Ivchenko D., Hlek Y., Khliyeva O., Zajdel P., Shestopalov K., Khliiev N., Grosu Y.** Effect of fullerene C60 on phase transition enthalpy of paraffin wax: Calorimetry and structural analysis // *Journal of Energy Storage*. – 2023. – Vol. 72. – P. 108713. <https://doi.org/10.1016/j.est.2023.108713>.
  8. **Zhelezny V., Ivchenko D., Hlek Y., Khliyeva K., Shestopalov K.** Experimental study of phase transition heat of composite thermal energy storage materials paraffin wax/expanded graphite // *Journal of Energy Storage*. – 2024. – Vol. 77. – P. 110174. <https://dx.doi.org/10.1016/j.est.2023.110174>
  9. **Radchenko A., Radchenko M., Mikielewicz D., Pavlenko A., Radchenko R., Forduy S.** Energy saving in trigeneration plant for food industries // *Energies*. – 2022. – Vol. 15. – P. 1163. <https://doi.org/10.3390/en15031163>
  10. **Zyhowski G., Brown A.** Low Global Warming Fluids for Replacement of HFC-245fa and HFC-134a in ORC Applications // *Honeywell – A History of Innovation CFCs HCFCs HFCs HFOs*. – 2014. – 20 p.
  11. **Chen Q., Xu J., Chen H.** A new design method for Organic Rankine Cycles with con-straint of inlet and outlet heat carrier fluid temperatures coupling with the heat source // *Applied Energy*. – 2012. – Vol. 98. – P. 562-573.
  12. **Guo C., Du X., Yang L., Yang Y.** Organic Rankine cycle for power recovery of exhaust flue gas // *Applied Thermal Engineering*. – 2015. – Vol. 75. – P. 135-144.
  13. **Denis I. Karabarin, Sergei A. Mihailenko.** Features Design of Organic Rankine Cycle // *Journal of Siberian Federal University Engineering & Technologies*. – 2019. – Vol. 12(6). – P. 733-745.
  14. **X.D. Wang, L. Zhao.** Analysis of zeotropic mixtures used in low-temperature solar Rankine cycles for power generation // *Solar Energy*. – 2009. – Vol. 83. – P. 605-613.
  15. **Arpagaus C., Bertsch S.** Experimental Comparison of HCFO and HFO R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(Z), and HFC R245fa in a High Temperature Heat Pump up to 150 °C Supply Temperature // *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. – 2021. – P. 200.
  16. **E. W. Lemmon, M. L. Huber, M. O. McLinden.** REFPROP: Reference fluid thermodynamic and transport properties, NIST standard reference database 23, Version 8.0. – Gaithersburg: National Institute of Standard and Technology, 2007.
  17. **C.B. Tibiriçá, G. Ribatski.** Flow Boiling heat transfer of R-134a and R-245fa in a 2.3 mm tube // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2010. – Vol. 53(11). – P. 2459-2468.
  18. **W. Dahai et al.** Experimental study on flow boiling characteristics of R-245fa in a circular tube under non-uniform heat flux // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2019. – Vol. 143. – P. 118570
  19. **Van den Bergh, W. J., et al.** Effect of low heat and mass fluxes on the boiling heat transfer coefficient of R-245fa // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2021. – Vol. 180. – P. 121743.
  20. **W. Matthias, F. Heberle, D. Brüggemann.** Experimental evaluation of nucleate pool boiling heat transfer correlations for R245fa and R1233zd (E) in ORC applications // *Renewable Energy*. – 2020. – Vol. 147. – P. 2855-2864.
  21. **X. Fang, F. Zhuang, C. Chen, Q. Wu, Y. Chen, Y. Chen, Y. He.** Saturated flow boiling heat transfer: review and assessment of prediction methods // *Heat and Mass Transfer*. – 2019. – Vol. 55 (1). – P. 197-222
  22. **L. Yufei, et al.** Single-Phase Heat Transfer of R245fa + Lubricant Oil Mixtures In-side Horizontal Smooth and Microfin Tubes // *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*. – 2019. – P. 1950020.
  23. **C. Shuang, et al.** R245fa flow boiling heat transfer in a sintering and electroplating modulated tube // *Applied Thermal Engineering*. – 2023. – Vol. 219. – P. 119459.
  24. **Helming F., Kontomaris K., Pfaffl J., Hartl M., & Fleckl T.** Measured Performance of a High

Temperature Heat Pump with HFO-1336mzz-Z as the Working Fluid // ASHRAE 2016 Annual Conference, St. Louis, Missouri, 25-29 June 2016. – P. 1-8.

25. **Kaida T., Fukushima M., & Iizuka K.** Application of R1224yd(Z) as R245fa alternative for high temperature heat pump. ICR 2019 // The 25th IIR International Congress of Refrigeration, August 24-30, 2019, Montréal, Québec, Canada. – P. 1-8.

26. **Nilsson M., Risla H. N., & Kontomaris K.** Measured performance of a novel high temperature heat pump with HFO-1336mzz-Z as the working fluid // 12th IEA Heat Pump Conference 2017, Rotterdam. – P. 1-10.

27. **Желєзний В. П., Желіба Ю. О., Івченко Д. О., Борисов В. О., Шумський О. А., Кантор С. А.** Експериментальне дослідження локальних коефіцієнтів тепловіддачі при генерації пари R245fa у модельному генераторі пари // Холодильна техніка та технологія. – 2024. – Т. 60(1). – С. 70-82.

28. **Zheliba Y.A., Voitko D.A.** Intermediate heat carriers and coolants. – Phoenix, 2012. – P. 121-159.

29. **Kim S.H., Kang J.W., Kroenlein K., Magee J.W., Diky V., Muzny C., Kazakov A.F., Chirico R.D., Frenkel M.** Impact of the uncertainty concept for thermophysical properties // Chemical Engineering Education. – 2013. – Vol. 47. – P. 48-57.

Отримана в редакції 24.01.2025, прийнята до друку 04.03.2025

## Results of experimental study of local heat transfer coefficients during boiling of R1233zd(E) refrigerant in a model steam generator

**Vitalii Zhelezny<sup>1</sup>✉, Volodymyr Borisov<sup>2</sup>, Dmytro Ivchenko<sup>3</sup>, Viacheslav Khalak<sup>4</sup>**

<sup>1-4</sup>Odesa National University of Technology, 112 Kanatna str., Odesa, 65039, Ukraine

✉ e-mail: <sup>1</sup>zheleznyv@gmail.com

ORCID: <sup>1</sup><https://orcid.org/0000-0002-0987-1561>; <sup>2</sup><https://orcid.org/0000-0002-2678-3774>;

<sup>3</sup><https://orcid.org/0000-0003-4710-3827>; <sup>4</sup><https://orcid.org/0000-0003-2046-4139>

*The implementation of the organic Rankine cycle (ORC) in low-temperature solar power plants makes it possible to introduce promising technologies aimed at increasing the efficiency of using low-potential energy sources into industry. As the analysis shows, the most promising working fluid for plants implementing the Rankine cycle is the refrigerant R1233zd(E). The thermophysical properties of this working fluid are well studied. However, the heat transfer processes during phase transformations of this refrigerant in steam generators remain insufficiently studied. The study of heat transfer in a model steam generator was performed on an experimental setup that realizes a non-stationary process of heating the working fluid. The working section is made of a steel tube with an internal diameter of 5 mm and a wall thickness of 0.1 mm. The effective length of the working section was 1800 mm. The experimental section was divided into ten sections, each of which measured the average wall temperature. Differential thermocouples were also placed at the inlet and outlet of the experimental section to measure the temperature difference between the working fluid and the pipe wall. This paper presents the results of the study of the heat transfer coefficient during phase transformations of R1233zd(E) refrigerant in a wide range of varying parameters: working fluid temperature – from 20 to 150 °C, mass flow rate – from 6 to 90 kg/(m<sup>2</sup>s), pressure – from 1 to 2.25 bar, vapor dryness – from 0.01 to 1 kg/kg, heat flux – from 1000 to 4500 W/m<sup>2</sup>. The heat transfer processes were studied at the stratified boiling mode of the working fluid. Information on the study of local heat transfer coefficients for the liquid and vapor phases and the average heat transfer coefficients over the pipe cross section during the boiling of R1233zd(E) in a steam generator is presented, which is practically absent in the literature. The local heat transfer coefficients for liquid and steam and the average heat transfer coefficient for a section of the working area were determined for the stratified boiling mode. The influence of the degree of dryness of steam on the values of heat transfer coefficients is investigated. A method for determining the average temperature of the pipe wall of the working section is proposed. It is shown that the value of the average heat transfer coefficient decreases with increasing dryness of steam.*

**Keywords:** Experiment; Heat transfer; Boiling; Working fluid; R1233zd(E); Heat transfer coefficient; Degree of vapor dryness; Specific heat flux; Mass flux

## References

1. **Goldemberg, J.** (2006) The promise of clean energy. *Energy Policy* 34, 15, 2185-2190.
2. **Shafiee, S., Topal, E.** (2009) When will fossil fuel reserves be diminished? *Energy Policy*, 37, 1, 181-189.
3. **Asadi, M., Deymi-Dashtebayaz, M., Alavi, S.** (2022) Emergy and eco-exergy analysis of different scenarios in waste heat recovery applications for electricity and freshwater generation. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 17, 9625-9643.
4. **Yu, H.S., Helland, H., Yu, X.J. et al.** (2021) Optimal design and operation of an Organic Rankine Cycle (ORC) system driven by solar energy with sensible thermal energy storage. *Energy Conversion and Management*, 244, 114494.
5. **Dong, L.L., Liu, H., Riffat, S.** (2009) Development of small-scale and micro-scale biomass-fuelled chp systems – A literature review. *Applied Thermal Engineering*, 29 (11-12), 2119-2126.
6. **Liu, X.M., Wei, M., Yang, L.N. et al.** (2017) Thermo-economic analysis and optimization selection of ORC system configurations for low temperature binary-cycle geothermal plant. *Applied Thermal Engineering*, 125, 153-164.
7. **Zhelezny, V., Ivchenko, D., Hlek, Y., Khliyeva, O., Zajdel, P., Shestopalov, K., Khliiev, N., Grosu, Y.** (2023) Effect of fullerene C60 on phase transition enthalpy of paraffin wax: Calorimetry and structural analysis. *Journal of Energy Storage*, 72, 108713.
8. **Zhelezny, V., Ivchenko, D., Hlek, Y., Khliyeva, K., Shestopalov, K.** (2024) Experimental study of phase transition heat of composite thermal energy storage materials paraffin wax/expanded graphite. *Journal of Energy Storage*, 77, 110174.
9. **Radchenko, A., Radchenko, M., Mikielewicz, D., Pavlenko, A., Radchenko, R., Forduy, S.** (2022) Energy saving in trigeneration plant for food industries. *Energies*, 15, 1163.
10. **Zyhowski, G., Brown, A.** (2014) Low Global Warming Fluids for Replacement of HFC-245fa and HFC-134a in ORC Applications. *Honeywell – A History of Innovation CFCs HCFCs HFCs HFOs*, 20.
11. **Chen, Q., Xu, J., Chen, H.** (2012) A new design method for Organic Rankine Cycles with constraint of inlet and outlet heat carrier fluid temperatures coupling with the heat source. *Applied Energy*, 98, 562-573.
12. **Guo, C., Du, X., Yang, L., Yang, Y.** (2015) Organic Rankine cycle for power recovery of exhaust flue gas. *Applied Thermal Engineering*, 75, 135-144.
13. **Karabarin, D.I., Mihailenko, S.A.** (2019) Features Design of Organic Rankine Cycle. *Journal of Siberian Federal University Engineering & Technologies*, 12(6), 733-745.
14. **Wang, X.D., Zhao, L.** (2009) Analysis of zeotropic mixtures used in low-temperature solar Rankine cycles for power generation. *Solar Energy*, 83, 605-613.
15. **Arpagaus, C., Bertsch, S.** (2021) Experimental Comparison of HCFO and HFO R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(Z), and HFC R245fa in a High Temperature Heat Pump up to 150 °C Supply Temperature. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 200.
16. **Lemmon, E. W., Huber, M. L., McLinden, M. O.** (2007) REFPROP: Reference fluid thermodynamic and transport properties, NIST standard reference database 23, Version 8.0. *Gaithersburg: National Institute of Standard and Technology*, 2007.
17. **Tibirică, C.B., Ribatski, G.** (2010) Flow Boiling heat transfer of R-134a and R-245fa in a 2.3 mm tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(11), 2459-2468.
18. **Dahai, W. et al.** (2019) Experimental study on flow boiling characteristics of R-245fa in a circular tube under non-uniform heat flux. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 143, 118570
19. **Van den Bergh, W. J. et al.** (2021) Effect of low heat and mass fluxes on the boiling heat transfer coefficient of R-245fa. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 180, 121743.
20. **Matthias, W., Heberle, F., Brüggemann, D.** (2020) Experimental evaluation of nucleate pool boiling heat transfer correlations for R245fa and R1233zd (E) in ORC applications. *Renewable Energy*, 147, 2855-2864.
21. **Fang, X., Zhuang, F., Chen, C., Wu, Q., Chen, Y., Chen, Y., He, Y.** (2019) Saturated flow boiling heat transfer: review and assessment of prediction methods. *Heat and Mass Transfer*, 55 (1), 197-222
22. **Yufei, L. et al.** (2019) Single-Phase Heat Transfer of R245fa + Lubricant Oil Mixtures In-side Horizontal Smooth and Microfin Tubes. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 1950020.
23. **Shuang, C. et al.** (2023) R245fa flow boiling heat transfer in a sintering and electroplating modulated tube. *Applied Thermal Engineering*, 219, 119459.
24. **Helming, F., Kontomaris, K., Pfaffl, J., Hartl, M., Fleckl, T.** (2016) Measured Performance of a High Temperature Heat Pump with HFO-1336mzz-Z as the Working Fluid. *ASHRAE 2016 Annual Conference*

rence, St. Louis, Missouri, 25-29 June 2016, 1-8.

25. **Kaida, T., Fukushima, M., Iizuka, K.** (2019) Application of R1224yd(Z) as R245fa alternative for high temperature heat pump. ICR 2019. *The 25th IIR International Congress of Refrigeration, August 24-30, 2019, Montréal, Québec, Canada, 1-8.*

26. **Nilsson, M., Rislá, H. N., Kontomaris, K.** (2017) Measured performance of a novel high temperature heat pump with HFO-1336mzz-Z as the working fluid. *12th IEA Heat Pump Conference 2017, Rotterdam, 1-10.*

27. **Zhelezny, V., Zheliba, Y., Ivchenko, D., Borysov, V., Shumsky, O., Kantor, S.** (2024) Experi-

mental study of local heat transfer coefficients during the generation of R245fa steam in a model steam generator. *Refrigeration engineering and technology, 60(1), 70-82.*

28. **Zheliba, Y.A., Voitko, D.A.** (2012) Intermediate heat carriers and coolants. *Phoenix, 121-159.*

29. **Kim, S.H., Kang, J.W., Kroenlein, K., Magee, J.W., Diky, V., Muzny, C., Kazakov, A.F., Chirico, R.D., Frenkel, M.** (2013) Impact of the uncertainty concept for thermophysical properties. *Chemical Engineering Education, 47, 48-57.*

---

Received 24 January 2025

Approved 04 March 2025

Available in Internet 31 March 2025